

Concise Explanation of JP 2003-65428

[Claim 1] A pulley thrust control system for a belt type continuously variable transmission, in which a drive pulley and a driven pulley are connected through a belt, and in which a speed change ratio can be varied continuously by varying an effective diameter of both pulleys, wherein:

a thrust ratio between a thrust of the drive pulley and a thrust of the driven pulley is detected to control a pulley thrust based on a changing state of the detected thrust ratio.

[Claim 2] The pulley thrust control system for a belt type continuously variable transmission according to claim 1, wherein:

the pulley thrust is controlled approximately to a changing point of an inclination of the change in the thrust ratio.

[Claim 3] The pulley thrust control system for a belt type continuously variable transmission according to claim 2, wherein:

the inclination of the thrust ratio is detected on a steady basis while varying the pulley thrust;

a process of compensating a time delay in the detected inclination; and

the changing point of the inclination is detected based on a signal of which the time delay is compensated.

[Claim 4] The pulley thrust control system for a belt type continuously variable transmission according to claim 3, wherein:

a period to compensate the time delay is changed in accordance with the inclination.

[Claim 5] The pulley thrust control system for a belt type continuously variable transmission according to claim 3 or 4, wherein:

the process of compensating the time delay includes a highpass filter processing in which a low-frequency signal of the detected inclination is cut.

[Claim 6] The pulley thrust control system for a belt type continuously variable transmission according to any of Claim 1 to 5, wherein:

the changing state of the thrust ratio is detected by varying the pulley thrust at a preset cycle.

#### Paragraphs [0156] to [0163]

[0156] Since an experiment is conducted in the same way as controlling a vehicle using an actual CTV, according to the embodiment, the belt clamping pressure (the secondly thrust) can be set to an appropriate value in a short time.

[0157] Next, here will be described a specific method of the off-line setting of the belt clamping pressure.

[0158] First of all, as shown in Fig.32, a condition is set to the same torque (the same input torque) and the same speed change ratio (the input torque and the speed change ratio are constant) (at Step S61). Next, the secondly thrust is lowered and the change in the thrust ratio at the time is detected (at Step S62). Then, it is judged whether or not the state is the limit where a macro slip starts, based on a point where the thrust ratio after the peak turns to rise, or on a point where the thrust ratio declines in preset value (at Step S63). In

case the macro slip limit is judged, the maximum friction coefficient is calculated based on this judgment (at Step S64). Then, an appropriate secondly thrust is determined based on the maximum friction coefficient (at Step S65). Here, the calculation of the maximum friction coefficient and setting of the belt clamping pressure (i.e., the secondly thrust) is performed by any of the following methods.

[0159] (i) Preparing a belt clamping pressure (the secondly thrust) control map, by presuming a point where the declining thrust ratio (i.e., the primary thrust/the secondly thrust) after the peak starts rising drastically as the macro slip limit, and by multiplying the secondly thrust at that occasion by a requisite safe factor.

[0160] (ii) Calculating a belt clamping pressure (the secondly thrust) by presuming a point where the declining thrust ratio (i.e., the primary thrust/the secondly thrust) after the peak starts rising drastically as the macro slip limit, by finding the maximum friction coefficient on the basis of the secondly thrust, the input torque and the speed change ratio at the occasion, by calculating the minimum requisite secondly thrust using the maximum friction coefficient, and by adding a requisite thrust margin to the minimum requisite secondly thrust.

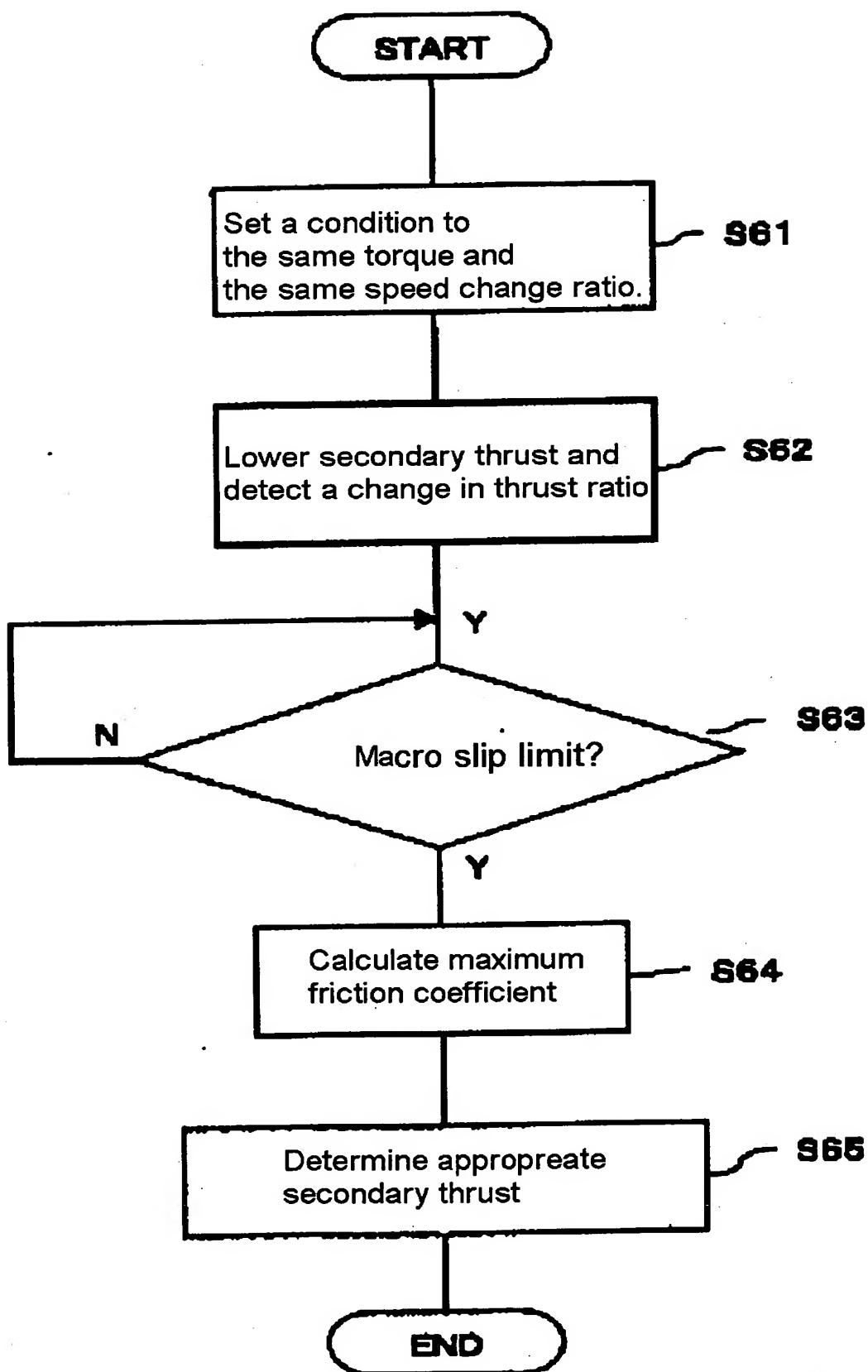
[0161] (iii) Preparing a belt clamping pressure (the secondly thrust) control map, by presuming a point where the thrust ratio (the primary thrust/the secondly thrust) declines in a preset value from the peak as the macro slip limit, and by multiplying the secondly thrust at that occasion by a requisite safe factor.

[0162] (iv) Calculating a belt clamping pressure (the secondly thrust) by presuming a point where the thrust ratio (the primary thrust/the secondly thrust) declines in a preset value from the peak as the macro slip limit, by finding the maximum friction coefficient on the basis of the secondly thrust, the input torque and the speed change ratio at the occasion, by calculating the minimum requisite secondly thrust using the maximum friction coefficient,

and by adding a requisite thrust margin to the minimum requisite secondly thrust.

[0163] (v) Preparing a belt clamping pressure (the secondly thrust) control map, by multiplying the secondly at the point where the thrust ratio (the primary thrust/the secondly thrust) is at its peak by the requisite safe factor (1 or larger).

【 Fig. 3 2 】



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号  
特開2003-65428  
(P2003-65428A)

(43) 公開日 平成15年3月5日(2003.3.5)

(51) Int.Cl.  
F 1 6 H 61/02  
9/00  
// F 1 6 H 59: 68  
63: 06

### 識別記号

F I  
F 1 6 H 61/02  
9/00  
59: 68  
63: 05

テーマコード(参考)  
3 J 552

審査請求 未請求 請求項の数17 OL (全 27 頁)

(21)出願番号	特願2002-56101(P2002-56101)
(22)出願日	平成14年3月1日(2002.3.1)
(31)優先権主張番号	特願2001-58513(P2001-58513)
(32)優先日	平成13年3月2日(2001.3.2)
(33)優先権主張国	日本(JP)
(31)優先権主張番号	特願2001-177738(P2001-177738)
(32)優先日	平成13年6月12日(2001.6.12)
(33)優先権主張国	日本(JP)

(71) 出願人 000003609  
株式会社豊田中央研究所  
愛知県愛知郡長久手町大字長欲字横道41番  
地の1  
(71) 出願人 000003207  
トヨタ自動車株式会社  
愛知県豊田市トヨタ町1番地  
(72) 発明者 西澤 博幸  
愛知県愛知郡長久手町大字長欲字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内  
(74) 代理人 100075258  
弁理士 吉田 研二 (外2名)

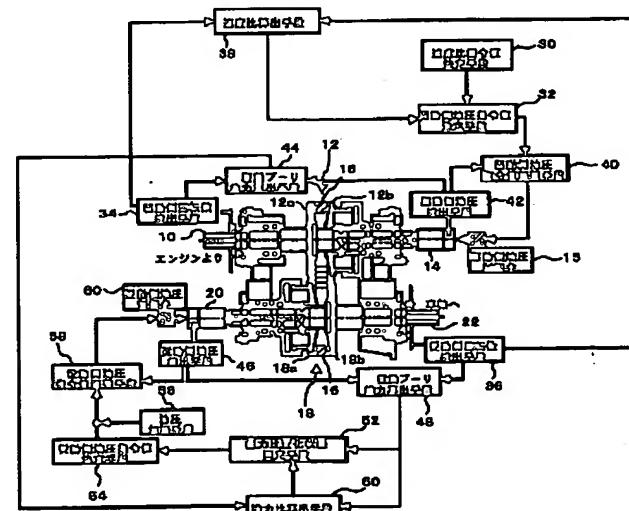
最終頁に覗く

(54) 【発明の名称】 ベルト式無段変速機のブーリ推力制御装置

(57) **【要約】**

【課題】 プーリ推力を適切な値に制御する。

【解決手段】 駆動ブーリ推力算出手段 4 4 における駆動ブーリ推力と、従動ブーリ推力算出手段 4 8 における従動ブーリ推力とから、推力比算出手段 5 0 で推力比を算出する。推力比変化状態同定手段 5 2 は、推力比と、従動ブーリ推力とから従動ブーリ推力の変化に対する推力比変化のピークを検出する。そして、この推力比ピークにあるように従動ブーリ推力を維持する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置であって、

駆動プーリの推力と、従動プーリの推力の推力比を検出し、この推力比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御するベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置。

【請求項2】 請求項1に記載の装置において、前記推力比の変化における傾きの変化点付近になるように、プーリ推力を制御するベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置。

【請求項3】 請求項2に記載の装置において、前記プーリ推力を変更しながら推力比の傾きを随時検出するとともに、検出した傾きについて時間遅れを補償する処理を行い、時間遅れを補償された信号に基づいて傾きの変化点を検出するベルト式無段変速機のプーリ制御装置。

【請求項4】 請求項3に記載の装置において、前記時間遅れの補償は、そのときの傾きに応じて、遅れ補償の時間が変更されるベルト式無段変速機のプーリ制御装置。

【請求項5】 請求項3または4に記載の装置において、前記時間遅れを補償する処理は、随時検出される傾きについて低周波信号をカットするハイパスフィルタ処理である無段変速機のプーリ制御装置。

【請求項6】 請求項1～5のいずれか1つに記載の装置において、前記プーリ推力を所定の周期で変更し、推力比の変化状態を検出するベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置。

【請求項7】 請求項1～6のいずれか1つに記載の装置において、前記推力比は、駆動プーリおよび従動プーリの推力を制御する油圧を計測することによって検出するベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置。

【請求項8】 請求項1～6のいずれか1つに記載の装置において、前記推力比は、駆動プーリおよび従動プーリの推力を制御する油圧の指令値から検出するベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置。

【請求項9】 請求項1～8のいずれか1つに記載の装置において、前記推力比に代えて、推力比に駆動プーリと従動プーリのベルト掛かり径の比を乗算して算出した平均摩擦係数比を採用し、この平均摩擦係数比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御するベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置。

【請求項10】 駆動プーリと従動プーリとをベルトで

接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置であって、

推力比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御する制御マップを修正するプーリ推力制御装置。

【請求項11】 駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置であって、

10 略同一入力トルクで、略同一変速比という条件下で、いずれかの一方のプーリ推力を減少させ、そのときの推力比の変化状態に基づいてベルトとプーリの摩擦状態を算出し、この摩擦状態に基づいて、前記いずれか一方のプーリ推力を決定するベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置。

【請求項12】 駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機の制御マップ作成方法であって、

20 入力トルク、変速比が略一定という条件下で、いずれかの一方のプーリ推力を減少させ、そのときの推力比の変化状態に基づいてベルトとプーリの摩擦状態を算出し、この摩擦状態に基づいて、前記いずれか一方のプーリ推力を決定し、これによってプーリ推力制御のための制御マップを作成するベルト式無段変速機の制御マップ作成方法。

【請求項13】 請求項11の装置において、いずれかの一方のプーリ推力を減少させ、推力比の減少から上昇への変化に基づきベルトとプーリの摩擦状態を算出するベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置。

【請求項14】 請求項12の方法において、いずれかの一方のプーリ推力を減少させ、推力比の減少から上昇への変化に基づきベルトとプーリの摩擦状態を算出するベルト式無段変速機の制御マップ作成方法。

【請求項15】 駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置であって、略同一入力トルクで、略同一変速比という条件下で、いずれかの一方のプーリ推力を減少させ、そのときの推力比の変化状態に基づいてベルトとプーリの摩擦状態の変化を検出するプーリ推力制御装置。

【請求項16】 駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置であって、略同一入力トルクで、略同一変速比という条件下で、いずれかの一方のプーリ推力を減少させ、そのときの推力比の大きさに基づいてベルトとプーリの摩擦状態の変化を検出するプーリ推力制御装置。

【請求項17】 駆動ブーリと従動ブーリとをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のブーリ推力制御装置であって、略同一入力トルクで、略同一変速比という条件下で、いずれかの一方のブーリ推力を減少させ、そのときの推力比にピークが存在するか否かを判定し、ピークが存在しない場合に、摩擦状態の悪化を判定するブーリ推力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、駆動ブーリ（プライマリブーリ）と従動ブーリ（セカンダリブーリ）とをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のブーリ推力制御装置、特にそのブーリのベルト挟み込み圧力である推力制御に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、自動車などの動力伝達における変速機に、変速比を連続的に変更可能な無段変速機が知られている。この無段変速機としては、駆動ブーリ（プライマリブーリ）と従動ブーリ（セカンダリブーリ）とをベルトで接続し、この駆動ブーリおよび従動ブーリの実効径を変更するベルト式無段変速機が広く採用されている。

【0003】このベルト式無段変速機では、略円錐形状のシープを向かい合わせてブーリを形成し、シープ間距離を変更することでブーリの実効径を変更する。このブーリ実効径の変更のためのシープの駆動には通常油圧が用いられ、この油圧によるブーリのベルト狭圧力（ブーリ推力）を制御している。また、ベルトは、多数のプロックをひも状のフープで固定したタイプのものが利用される。

【0004】このようなベルト式無段変速機においては、変速比を決定するために一方のブーリ（例えば駆動ブーリ）の推力が決定され、他方のブーリ（例えば従動ブーリ）において滑りが発生しないようにブーリ推力が決定される。

【0005】ここで、この従動ブーリにおけるブーリ推力は、十分大きくすればベルト滑りを確実に防止できるが、動力伝達の効率が悪くなるという問題がある。一方、ブーリ推力を小さくするとベルト滑りが発生し、動力伝達が十分に行えなくなるという問題があった。

【0006】すなわち、図22に示すように、ベルト滑りが発生せずにトルクを伝達できる伝達許容トルクに対する実際に伝達する伝達トルクの比（伝達トルク／伝達許容トルク）が大きくなるに従って、伝達効率が上がるとともにベルト滑り率も少しづつ上昇する。そして、この比が1.0に近づいたときに、ベルト滑り率が急激に上昇してマクロスリップが発生し、これに従って伝達効

率も落ちるという特性を示す。

【0007】従来は、ベルト滑りを検出し、これが所定量になるようにブーリ推力を設定していた。これによって、ベルト滑りを抑制し、伝達効率を高めることができる。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】しかし、このような従来のブーリの推力制御においては、ベルト滑りそのものを観測しているため、ある程度の滑りを許容することになる。そして、外乱が入ったり、ブーリの伝達トルクに大きな変化があった場合等に、大きなベルト滑り（マクロスリップ）が発生しやすいという問題があった。

【0009】本発明は、上記課題に鑑みなされたものであり、適切なブーリ推力制御が行えるベルト式無段変速機のブーリ推力制御装置を提供することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】本発明は、駆動ブーリと従動ブーリとをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のブーリ推力制御装置であって、駆動ブーリの推力と、従動ブーリの推力の推力比を検出し、この推力比の変化状態に基づいてブーリ推力を制御することを特徴とする。

【0011】推力比のピークはベルトの大きな滑り（マクロスリップ）が発生する少し前の段階にある。また、動力の伝達効率のピークもこの近辺にある。そこで、推力比の変化状態に応じてブーリ推力を制御することによって、適切なブーリ推力制御が行える。

【0012】また、前記推力比の変化における傾きの変化点付近になるように、ブーリ推力を制御することが好適である。推力比ピークはマクロスリップ発生の直前にあり、動力伝達効率の最高点もマクロスリップ発生の直前にある。そこで、この制御によって、適切なブーリ推力制御が行える。

【0013】また、前記ブーリ推力を変更しながら推力比の傾きを随時検出するとともに、検出した傾きについて時間遅れを補償する処理を行い、時間遅れを補償された信号に基づいて傾きの変化点を検出することができる。このように時間遅れを補償することで、より適切な推力制御を行うことができる。

【0014】また、前記時間遅れの補償は、そのときの傾きに応じて、遅れ補償の時間が変更されることが好適である。これによって、収束を遅らせることなく、かつ正確に傾きの変化点を検出することができる。

【0015】また、前記時間遅れを補償する処理は、随時検出される傾きについて低周波信号をカットするハイパスフィルタ処理であることが好適である。ハイパスフィルタによって、効果的な時間補償を行うことができる。なお、ハイパスフィルタの場合、カットオフ周波数を制御することで、補償する時間を制御することができ

る。従って、傾きに応じてカットオフ周波数を変更することで、適切な傾きの変化点検出が行える。

【0016】また、前記ブーリ推力を所定の周期で変更し、推力比の変化状態を検出することが好適である。このようにブーリ推力を周期的に変更することで、推力比ピークを容易に検出できる。

【0017】また、前記推力比は、駆動ブーリおよび従動ブーリの推力を制御する油圧を計測することによって検出することが好適である。油圧の計測によって、ブーリ推力を容易に計測することができる。

【0018】また、従動ブーリ推力と推力比との位相の変化状態により推力余裕を容易に検出できる。

【0019】また、前記推力比は、駆動ブーリおよび従動ブーリの推力を制御する油圧の指令値から検出することが好適である。これによって、油圧センサなどの検出手段を省略することができる。

【0020】また、前記推力比に代えて、推力比に駆動ブーリと従動ブーリのベルト掛かり径の比を乗算して算出した平均摩擦係数比を採用し、この平均摩擦係数比の変化状態に基づいてブーリ推力を制御することが好適である。

【0021】平均摩擦係数比は、速度比に応じて変化するため、変速比が変化しても好適な推力制御を行うことができる。

【0022】また、本発明は、駆動ブーリと従動ブーリとをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のブーリ推力制御装置であって、推力比の変化状態に基づいてブーリ推力を制御する制御マップを修正することを特徴とする。これによって、常に最適な推力制御を行うことができる。

【0023】また、本発明は、駆動ブーリと従動ブーリとをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のブーリ推力制御装置であって、略同一入力トルクで、略同一変速比という条件下で、いずれかの一方のブーリ推力を減少させ、そのときの推力比の変化状態に基づいてベルトとブーリの摩擦状態を算出し、この摩擦状態に基づいて、前記いずれか一方のブーリ推力を決定することを特徴とする。

【0024】また、駆動ブーリと従動ブーリとをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機の制御マップ作成方法であって、入力トルク、変速比が略一定という条件下で、いずれかの一方のブーリ推力を減少させ、そのときの推力比の変化状態に基づいてベルトとブーリの摩擦状態を算出し、この摩擦状態に基づいて、前記いずれか一方のブーリ推力を決定し、これによってブーリ推力制御のための制御マップを作成することを特徴とする。

【0025】このように、本発明によれば、実際の無段変速機を用いて、適切なブーリ推力を決定することができる。

【0026】また、いずれかの一方のブーリ推力を減少させ、推力比の減少から上昇への変化に基づきベルトとブーリの摩擦状態を算出することが好適である。

【0027】また、本発明は、駆動ブーリと従動ブーリとをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機

10 のブーリ推力制御装置であって、略同一入力トルクで、略同一変速比という条件下で、いずれかの一方のブーリ推力を減少させ、そのときの推力比の変化状態に基づいてベルトとブーリの摩擦状態の変化を検出することを特徴とする。

【0028】このように、摩擦状態の経時的な変化を検出することで、より適切なブーリ推力制御が行える。

【0029】また、本発明は、駆動ブーリと従動ブーリとをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機

20 のブーリ推力制御装置であって、略同一入力トルクで、略同一変速比という条件下で、いずれかの一方のブーリ推力を減少させ、そのときの推力比の大きさに基づいてベルトとブーリの摩擦状態の変化を検出することを特徴とする。

【0030】また、駆動ブーリと従動ブーリとをベルトで接続し、両ブーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無段変速機のブーリ推力制御装置であって、略同一入力トルクで、略同一変速比という条件下で、いずれかの一方のブーリ推力を減少させ、そのときの推力比にピークが存在するか否かを判定し、ピークが存在しない場合に、摩擦状態の悪化を判定することを特徴とする。

### 【0031】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態について、図面に基づいて説明する。

【0032】「第1実施形態」図1は、第1実施形態の全体構成を示す図である。エンジンからの入力軸10には、シープ12a、12bからなる駆動ブーリ12が接続されている。この駆動ブーリ12は、固定シープ12aと可動シープ12bからなり、この可動シープ12bが油圧装置14からの油圧で移動可能になっている。なお、油圧装置14からの油圧は、油圧制御弁15によって調整できる。従って、油圧制御弁15を制御することで、可動シープ12bの軸方向位置を制御することができる。なお、シープ12a、12bは、略円錐状であり、対向する面同士の間隔が外側に向けて広がっている。そこで、油圧装置14からの油圧によって可動シープ12bが固定シープ12aに近づくことによって、両シープ12a、12bの間隔が狭くなり、ブーリ12の実効径が大きくなる。反対に、油圧装置14からの油圧

50

によって可動シープ12bが固定シープ12aから離れることによって、両シープ12a、12bの間隔が広くなり、駆動ブーリ12の実効径が小さくなる。

【0033】駆動ブーリ12には、ベルト16が掛けられ、これによって駆動ブーリ12と従動ブーリ18が接続されている。このベルト16は、平板状のブロックを多数積層し、これをフープで締め付けて構成されている。

【0034】また、従動ブーリ18は、駆動ブーリ12と同様の構成を有しており、略円錐状の固定シープ18aと可動シープ18bが対向して配置されており、可動シープ18bが油圧装置20によって移動可能になっている。従動ブーリ18においても、可動シープ18bが固定シープ18a側に近づくことによって、従動ブーリ18の実効径が大きくなり、離れることによって実効径が小さくなる。また、従動ブーリ18には、車輪に動力を伝達する出力軸22が接続されている。

【0035】そして、駆動ブーリ12と、従動ブーリ18の油圧圧力を制御することによって、駆動ブーリ12と従動ブーリ18の実効径を決定し、変速比を制御する。ここで、本実施形態では、駆動ブーリ12において、変速比を決定するための油圧制御を行い、従動ブーリ18において、最適伝達効率での動力伝達のための油圧制御を行う。なお、この油圧により発生する力は、ベルト16を挟んだ駆動ブーリ12および従動ブーリ18におけるベルト16を挟む軸方向の力であり、これをブーリ推力と呼ぶ。すなわち、駆動ブーリ12および従動ブーリ18のブーリ推力を適切なものに制御することによって、指令に応じた変速比とともに、ベルト16の滑りを防止しつつ、動力伝達効率を適切なものに維持する。

【0036】次に、このような制御のための構成について説明する。まず、速度比指令値決定手段30は、車速、アクセル踏み込み量などの車両情報に基づいて、変速比に対応する駆動ブーリ12と、従動ブーリ18との回転速度比である速度比指令値を決定する。この速度比指令値は、駆動側油圧指令値決定手段32に供給される。一方、入力軸10の回転数は駆動側回転数検出手段34によって検出され、出力軸22の回転数は従動側回転数検出手段36で検出され、これら回転数が速度比算出手段38に供給され、ここで入力軸10と、出力軸22の速度比が算出される。算出された速度比は駆動側油圧指令値決定手段32に供給される。

【0037】駆動側油圧指令値決定手段32は、速度比指令値決定手段30から供給される速度比指令値と、速度比算出手段38から供給される実際の速度比を比較し、駆動側油圧指令値を決定する。油圧を上昇することで、駆動ブーリ12の実効径を大きくでき変速比が大きくなるため、指令通りの速度比になるように油圧指令値を決定する。なお、速度比と変速比は一対一の関係にあ

り、いずれかの用語を適宜使用する。

【0038】決定された油圧指令値は、駆動側油圧指令値調整手段40に供給される。この駆動側油圧指令値調整手段40には、油圧装置14の出力油圧である駆動側油圧を検出する駆動側油圧検出手段42の油圧検出値が供給されており、駆動側油圧指令値調整手段は、油圧指令値と、油圧検出値に基づいて駆動側油圧制御弁15を制御して油圧装置14による油圧をフィードバック制御する。

10 【0039】また、駆動側回転数検出手段34と、駆動側油圧検出手段42の検出値は、駆動ブーリ推力算出手段44に供給される。駆動側回転数検出手段34は、油圧から駆動ブーリ12の軸方向の力を計算するとともに、回転数から遠心力を計算し、駆動ブーリ12によるベルト16への締め付け力である駆動ブーリ推力を算出する。

【0040】一方、従動側の油圧装置20の油圧は従動側油圧検出手段46によって検出され、従動ブーリ推力算出手段48に供給される。この従動ブーリ推力算出手段48には、従動側回転数検出手段36の検出値も供給されており、従動ブーリ推力算出手段48はこれら検出値から従動ブーリにおける推力を算出する。

【0041】そして、駆動ブーリ推力算出手段44で算出された駆動ブーリ12の推力と、従動ブーリ推力算出手段48に算出された従動ブーリ18の推力は、推力比算出手段50に供給され、ここで駆動ブーリ推力/従動側推力により推力比が算出される。

【0042】推力比算出手段50で算出された推力比は、推力比変化状態同定手段52に供給される。推力比変化状態同定手段52には、従動ブーリ推力算出手段48からの従動ブーリ18の推力も供給されており、これらに基づいて推力変化に応じた推力比の変化状態を同定する。

【0043】この推力比変化状態同定手段52の出力は、従動側油圧指令値決定手段54に供給される。従動側油圧指令値決定手段54は、供給される推力比の変化状態から、推力の変化に応じた推力比の変化の方向が反転する場所(推力比のピークの場所)を検出し、この点に従動ブーリ18の推力を制御するべく油圧指令値を決定する。決定された油圧指令値には、油圧加振手段56からの低周波の加振信号が加算され、これが従動側油圧指令値調整手段58に供給される。すなわち、加振信号によって、従動側油圧指令値は、目標値のまわりで周期的に変化することになる。

【0044】従動側油圧指令値調整手段58には、従動側油圧検出手段46からの検出値が供給されており、従動側油圧指令値調整手段58は、油圧装置20の油圧が指令通りになるように従動側油圧制御弁60をフィードバック制御する。

50 【0045】このように、本実施形態においては、駆動

ブーリ12の推力を制御して、駆動側と従動側の速度比（変速比）が指令通りになるようとする。一方、従動ブーリ推力と駆動ブーリ推力の比である推力比の、従動ブーリ推力の変化に対する変化状態から、推力比が変化する点（ピーク）に位置するように従動ブーリ推力を制御する。

【0046】ここで、この推力比の変化状態に基づく推力制御について説明する。図2に速度比（1以上）と入力トルクが一定という条件の下で、従動ブーリ推力を変更したときの推力比および駆動ブーリ、従動ブーリ内のアクティブアーク変化率の特性を示す。ここで、アクティブアークは、ブーリにおける動力伝達に寄与する部分をいう。

【0047】図における右側の従動ブーリ推力を十分高くした条件から従動ブーリ推力を徐々に低下させてアクティブアークおよび各ブーリ推力を検出する実験を行った。従動ブーリ推力を減少することによって、アクティブアークは徐々に増加するが、推力比は、図において破線で示した点（ピーク）まで増加し、その後低下する。

【0048】図3～図8には、ベルト16位置に応じたベルトの伝達（ブロック押しつけ力）およびフープ張力の状態を示している。ここで、ベルト位置A～Bは、ベルト16が駆動ブーリ12に巻き付いているが、ベルト16の移動力（ブロック押しつけ力）には寄与していない部分、B～Cは駆動ブーリ側のアクティブアーク、D～Eは、従動ブーリ側の単に巻き付いている部分、E～Fが従動側アクティブアークである。そして、駆動ブーリ上におけるフープ張力の面積からアクティブアークのブロック押しつけ力を減算したP1+P2の面積が駆動ブーリに作用する推力（駆動ブーリ推力）、従動ブーリ上におけるフープ張力の面積からアクティブアークのブロック押しつけ力を減算したS1+S2の面積が従動ブーリに作用する推力（従動ブーリ推力）である。また、各ブーリにおけるフープ張力のうち、P1、S1はフープ張力がブロック押しつけ力より大きな領域、P2、S2はフープ張力がブロック押しつけ力より小さな領域である。なお、アクティブアークの上方に位置しているフープ張力の面積が、伝達トルク（ブロック押しつけ力）に対応して必要なベルト16への力である。

【0049】図3、図4は、従動ブーリ18の推力を十分大きなものとして、推力に余裕のある状態を示している。この状態では、全体的にフープ張力が十分大きい。このため、アクティブアークは小さくても必要なブロック押しつけ力を得ることができる。

【0050】図5、図6は、図3、図4の状態から推力を減少させた状態を示している。この場合、アクティブアークの面積の変化はそれほど大きくなく、推力のうちP1、S1の減少が支配的である。減少度合いとしては、P1の減少量 $\Delta P1 > S1$ の減少量 $\Delta S1$ であるが、P2の面積がS2の面積より十分に大きい（P2>

$> S2$ ）。このため、推力比（P1+P2）/（S1+S2）は、増加する。

【0051】図7、図8は、図5、図6の状態からさらに推力を減少した状態を示している。この状態では、アクティブアークの増加が大きくなり、特にP2の減少とS2の増加が支配的になる。従って、推力比（P1+P2）/（S1+S2）は、減少する。

【0052】このように、アクティブアークの変化率が大きくなるときに、増加していた推力比が減少し始める。この点は、ベルト16の大きな滑り（マクロスリップ）が生じ始める若干前の段階である。すなわち、図2において、伝達効率が最高となる点の近傍である。

【0053】なお、この現象は、速度比が1以下の場合や、推力が一定で入力トルクが増加して推力余裕が減少する場合にも生じることが確認されている。

【0054】図9には、各種の速度比における従動ブーリ推力（セカンダリ推力）に応じた推力比および伝達効率の特性を示す。このように、従動ブーリ推力を下げていくと、大きな滑り（マクロスリップ）が始まり、伝達効率が急激に落ちる。しかし、この直前において、推力比ピークを迎える。この推力比ピークは、伝達効率が最大効率に至る少し前であるが効率は十分高い点である。特に、速度比が小さい場合には、推力比のピークは伝達効率のピークより前であるが、速度比が大きくなると推力比ピークは伝達効率の最大の点に近づく。また、速度比が大きいほど、推力減少による伝達効率の増加が大きい。従って、速度比が大きい場合において、推力比ピークに推力を制御することによる伝達効率改善の効果が大きいと考えられる。従って、高速巡航時において、本実施形態の制御の効果が大きいことが分かる。

【0055】このような現象について、オイラー理論を用いて説明できる。図10は、オイラー理論による現象の説明図であり、アクティブアークが急激に増加し始める位置に推力比ピークが存在することが分かる。これより、推力比ピーク付近にブーリ推力（セカンダリ推力）を制御することで、マクロスリップの発生を防止しつつ、動力伝達効率の高い点に推力を制御できることが分かる。なお、アクティブアークが100%に達すると、大きな滑り（マクロスリップ）が始まるため、ブーリ推力（セカンダリ推力）をこの点（マクロスリップが始まる点）より高く維持することは重要である。

【0056】本実施形態では、従動ブーリ18における推力を油圧加振手段56によって変化させ、これにともなう推力比の変化状態を検出する。そして、この変化状態が増加と減少の間で変化する点（推力比ピーク）を見つけ、この点に従動ブーリ推力をコントロールする。そこで、ベルト16のマクロスリップの発生を防止しつつ、動力伝達効率を最高点付近に維持することができる。

【0057】次に、推力比の変化状態（推力比ピーク）

から推力制御値を決定する手法の具体例について説明する。

【0058】(i) 位相変化を検出する手法

推力制御を行うプーリ推力と推力比の位相を、 $\pm 180^\circ$  の範囲で推定するために2次以上のモデルを持ち、モデルのパラメータを逐次型最小自乗法で推定する。なお、1次のモデルでは、位相を $\pm 90^\circ$  の範囲でしか推定できない。

【0059】まず、プーリ推力に正弦波を入力したときの推力比変化を同定モデル（2次）に入力し、逐次最小自乗法によりモデルパラメータを推定する。そして、推定されたモデルパラメータを用い、同定モデルの所定周波数における位相を推定する。

【0060】推定位相（位相遅れ）が所定以上変化したポイントあるいは推定位相が所定値に達したポイントを推定比ピークとし、これより位相が進んでいる領域を同位相、遅れている領域を逆位相とする。逆位相領域は、推力余裕がある領域であり、同位相領域は推力余裕がなくなっている領域である。

【0061】そこで、この加振周波数に対する同定モデルの推定位相が同相であればプーリ推力（従動プーリ推力：セカンダリ推力）を減少し、逆相であればプーリ推力を増加させるように制御すればよい。

【0062】(ii) ゲイン変化を検出する手法

上述の(i)と同様に2次以上のモデルを用いて、ここにプーリ推力および推力比を入力して、モデルパラメータを逐次最小自乗法で推定する。そして、同定モデルの所定周波数におけるゲインを求め、プーリ推力を減少させていくときに、モデルのゲインが減少傾向から増加傾向に転じたポイントを推力比ピークとする。

【0063】すなわち、プーリ推力を減少させていくときにゲインが減少または維持される領域は推力余裕がある領域であり、プーリ推力を減少させていくときにゲインが増加する領域は推力余裕がなくなっている領域である。

【0064】(iii) 位相およびゲインを用いる手法

上述の(i)と同様に2次以上のモデルを用いて、モデルパラメータを逐次最小自乗法で推定する。そして、同定モデルの所定周波数における位相とゲインの両方を利用して、推力比ピークを求める。すなわち、(i)、(ii)の両方のチェック結果に応じて推力比ピークを求める。これによって、より適切な制御が行える。

【0065】(iv) 勾配0の検出による手法

プーリ推力を下げていったときに推力変化を検出し、推力比の勾配が0になったポイントを推力比ピークとする。プーリ推力を下げていったときに推力比の勾配が増加方向であれば推力余裕のある領域であり、プーリ推力を下げていったときに推力比の勾配が減少方向であれば推力余裕がなくなっている領域である。

【0066】(v) 推力比の最大を検出する手法

基本的には、上述の(iv)と同様であるが、プーリ推力を下げていったときに推力変化を検出し、推力比の最大値を検出する。

【0067】ここで、(i)の手法が現実的であり、これについて図11に基づいて、説明する。従動プーリ推力と、算出された推力比は、推力比変化状態同定手段

（位相余裕算出手段）52の逐次型最小自乗同定部52aに入力され、ここで2次以上の同定モデルについてのモデルパラメータが最小自乗法によって推定される。そして、推定されたモデルパラメータは位相算出部52bに入力され、ここで推定されたモデルパラメータを利用して所定周波数における位相を算出する。この周波数は、加振周波数に対応したものである。

【0068】なお、逐次最小自乗法自体は一般的に知られた手段であり、例えば「システム制御情報ライブラリ－9 システム同定入門、pp.71-86、朝倉書店（1994/5）」に解説されているため、その説明を省略する。

【0069】そして、得られた推定位相は、従動側油圧指令値決定手段54の推力操作量マップ54aに入力される。この推力操作量マップ54aは、予め位相に対する推力操作量（油圧）を記憶しているものであり、推定位相の入力によって対応する操作量を出力する。次に、出力された操作量は、加算器54bに入力され、ここで1周期前の推力指令値に加算され、推力指令値（油圧指令値）が得られる。

【0070】このように、推力操作量マップ54aを予め用意しておくことで、位相に対する油圧操作量を適切なものにできる。また、油圧操作量の決定には、推力操作量マップ54aを用いる方法の他に、目標位相を維持するように、PID制御などのフィードバック制御を用いてもよい。

【0071】また、推力比の勾配0または勾配の値が0をクロスする点を検出する手法も好適である。以下、これについて説明する。

【0072】図24に示すように、推力比の接線の傾きkと切片y0を用い、出力プーリ推力をx、推力比をyとした場合、動作点におけるこれらの関係は、

$$y = k \cdot x + y_0$$

で表される。

【0073】出力プーリ推力xと推力比yは、上述したようにプーリシリンダの油圧を検出することなどにより得られる。x、yの信号に基づき、動作点での傾きkと切片y0を最小自乗法などにより時々刻々同定する。そして、同定された傾きが0となる点を検出すれば、推力比曲線の頂点となる出力プーリ推力点が検出でき、伝達効率が最大となる出力プーリ推力が決定できる。

【0074】「傾きkと切片y0の同定」次に、傾きkと切片y0の同定方法について、さらに具体的に説明する。まず、上述の接線の式を次のように時系列のデータ

の式に書き換える。

【0075】

$y(i) = [k(i) y_0(i)] \cdot [x(i) 1]^T$   
ここで、 $i$ は現サンプリング時点を表し、 $T$ は転置を表す。また、この式を次のように書き換える。

【0076】 $y(i) = \theta_e(i) \cdot \xi(i)$

ここで、下付の $e$ は、推定値を表す。また、右辺の $\theta_e(i)$ 及び $\xi(i)$ は次の通りである。

$$\begin{aligned} \theta_e &= \theta_e(i-1) - \Gamma(i-1) \cdot \xi(i) \\ &\quad / (1 + \xi(i)^T \cdot \Gamma(i-1) \cdot \xi(i)) \\ &\quad \cdot (\xi(i) \cdot \theta_e(i-1) - y(i)) \\ \lambda(i) &= 1 - \| \Gamma(i-1) \cdot \xi(i) \|^2 \\ &\quad / (1 + \xi(i)^T \cdot \Gamma(i-1) \cdot \xi(i)) / \text{tr}(\Gamma(0)) \\ \Gamma(i) &= 1 / \lambda(i) \\ &\quad \cdot (\Gamma(i-1) - \Gamma(i-1) \cdot \xi(i) \cdot \xi(i)^T \cdot \Gamma(i-1)) \\ &\quad / (1 + \xi(i)^T \cdot \Gamma(i-1) \cdot \xi(i)) \end{aligned}$$

このようにして、 $\theta_e$ を求ることで $k(i)$ 、 $y_0(i)$ を求めることができる。

【0079】「ハイパスフィルタ処理」図25に、出力推力 $x$ 及び推力比 $y$ の信号を用い上記3式を用いて同定された傾き $k$ を示す。図25には、出力ブーリ推力に対する推力比、時間に対する推力比を合わせて示してある。図25(b)は、2.7秒付近からsin波のトルク外乱を印加しているため、推力比の時間波形がのこぎり状になっている。

【0080】図25から、ケース1の場合、推力比が頂点となる時間は240秒付近、同定された傾きが0を横切る点(頂点検出時間)は、280秒付近となっている。また、ケース2の場合、同様に32秒、38秒付近となっている。このように、推力比が頂点となる時間から頂点を検出するまでに遅れ時間 $\Delta t$ が生じていることが分かる。

【0081】図26は、実験データを基に、0秒の時点から頂点に至るまでの出力ブーリ推力に対する推力比曲線を一次近似し、一次の近似係数の絶対値を横軸に、遅れ時間 $\Delta t$ を縦軸にとって整理した結果である。この図26から、近似係数が大きいほど遅れ時間 $\Delta t$ が大きくなっていることが分かる。すなわち、推力比変化が大きいほど同定遅れが大きいといえる。

【0082】このような傾き $k$ の同定遅れに対し、ハイパスフィルタを用いて補償を行う。図25から出力ブーリ推力に対する推力比の曲線は頂点をすぎるまで傾き $k$ がなだらかに変化し、頂点をすぎた後急激に変化していることが分かる。ハイパスフィルタを用いて、なだらかに変化する部分の定常値を除去し、急激に変化する部分のみを抽出する。ただし、定常値を除去している間に外乱トルクなどによって、推力比の頂点を越えてしまう可能性がある。そこで、ハイパスフィルタによる定常値除去は素早く行う必要がある。除去に要する時間は、初期値の大きさと時定数に依存する。傾き $k$ は初期応答後、

\* 【0077】 $\theta_e(i) = [k(i) y_0(i)]^T$

$\xi(i) = [x(i) 1]^T$

また、出力ブーリ推力 $x$ 、推力比 $y$ は、ローパスフィルタ処理を施し、高周波ノイズ成分が除去された信号とする。そして、上記3式から、例えば最小自乗法として固定トレース法を用いて、 $\theta_e$ を以下のように算出する。

【0078】

\*

$$\theta_e = \theta_e(i-1) - \Gamma(i-1) \cdot \xi(i)$$

$$/ (1 + \xi(i)^T \cdot \Gamma(i-1) \cdot \xi(i))$$

$$\cdot (\xi(i) \cdot \theta_e(i-1) - y(i))$$

$$\lambda(i) = 1 - \| \Gamma(i-1) \cdot \xi(i) \|^2$$

$$/ (1 + \xi(i)^T \cdot \Gamma(i-1) \cdot \xi(i)) / \text{tr}(\Gamma(0))$$

$$\Gamma(i) = 1 / \lambda(i)$$

$$\cdot (\Gamma(i-1) - \Gamma(i-1) \cdot \xi(i) \cdot \xi(i)^T \cdot \Gamma(i-1))$$

$$/ (1 + \xi(i)^T \cdot \Gamma(i-1) \cdot \xi(i))$$

収束してある値(初期値)に落ち着くが、図25に示すように収束する値は条件によって異なる。

【0083】図25(b)の場合、初期応答の後の絶対値が大きく、定常値除去に時間を要することが予想される。そこで、収束値を初期値に拘わらず0近傍へ素早く収束させるため、傾き $k$ の値に応じてハイパスフィルタの時定数を刻々変化させる。

【0084】図27に、ハイパスフィルタの時定数変更の処理を示すフローチャートを示す。まず、傾き $k$ をカットオフ周波数2Hzのハイパスフィルタ処理し(S11)、このハイパス値の絶対値をとり(S12)、得られた絶対値を1Hzのローパスフィルタ処理する(S13)。このようにして、そのときの傾き $k$ の絶対値が得られる。

【0085】そして、絶対値が第1のしきい値thr1以上かを判定する(S14)。この判定でYESであれば、推定開始後t1秒経過したかを判定する(S15)。この判定でYESであれば、ローパスフィルタ値が第2のしきい値thr2以下かを判定する(S16)。

【0086】この判定でYESであれば、傾き $k(i)$ が負であるかを判定する(S17)。そして、この判定でYESであれば、カットオフ周波数f(i)について、

$$f(i) = \alpha k(i)^n$$

に設定する(S18)。ここで、 $\alpha$ は1以上の値、 $n$ は1以上の値であり、例えば $\alpha = 2$ 、 $n = 2$ とする。これによって、そのときの傾き $k(i)$ の大きさに応じて、カットオフ周波数 $f(i)$ が設定される。

【0087】次に、カットオフ周波数 $f(i)$ が0.05以上であるかを判定する(S19)。そして、S14、15、16、17、19の判定において、NOの場合には、カットオフ周波数 $f(i) = 0.0005\text{Hz}$ にセットする(S20)。

【0088】そして、このようにしてカットオフ周波数  $f(i)$  がセットされるため、時定数  $T(i) = 1/2\pi f(i)$  に、ハイパスフィルタの時定数をセットする (S21)。

【0089】これによって、傾き  $k$  の絶対値が  $t_{hr}1$  以上であり、かつ推定から  $t_1$  秒経過後であり、ローパス値が  $t_{hr}2$  以下である場合に、初期応答が終了したと判定してハイパスフィルタの  $f(i)$  を傾き  $k$  に応じた大きな値に設定する。一方、初期応答の際には、ハイ

パスフィルタの時定数は、初期値である  $31.83$  秒に \*10

$$\begin{aligned} k_h(i) &= F_1(i) \cdot k_h(i-1) \\ &\quad + F_2(i) \cdot (k(i) - k(i-1)) \\ F_1(i) &= -(dt - 2 \cdot T(i)) / (dt + 2 \cdot T(i)) \\ F_2(i) &= 2 \cdot T(i) / (dt + 2 \cdot T(i)) \end{aligned}$$

ここで、 $k_h$  は、傾き  $k$  のハイパス値、 $dt$  はサンプリング周期である。

【0092】「しきい値変更」このようにして、傾き  $k$  についてハイパスフィルタを利用して遅れ補償を行うが、推力比の頂点は、この傾き  $k = 0$  の点である。しかし、単純にハイパス値（ハイパスフィルタで処理した傾き  $k$ ）が 0 以上になったかどうかで伝達効率最大点を検出すると、正確なピークの検出が行えない場合もある。そこで、ハイパス値があるしきい値を超えた時に最大点である判定する。しきい値  $T_{hr}$  は、次式で設定する。

【0093】 $T_{hr} = km + 4 \cdot k\sigma$

$T_{hr} > 0.02$  以上の場合、 $t_{hr} = 0.02$   
ここで、 $km$  は現時点から過去 2 秒間のデータ（点数 20 点）のハイパス値  $k_h$  の平均値（最小値は 0）、 $k\sigma$  は  $k_h$  の標準偏差である。2 秒という値は、CVT の応答周期 1 秒の 2 倍である。

【0094】「伝達効率最大点の検出」傾き  $k$  の初期応答終了後、上式で設定したしきい値をハイパス値が超えたかどうかで、推力比頂点付近であること検出する。その結果、伝達効率最大点が検出される。

【0095】図 28 は、上記処理に基づき推力比頂点を検出した結果である。図 28 より、初期応答後の収束値に拘わらず、推力比頂点となる時点がほぼ正確に検出できていることが分かる。

【0096】以上のようにして、ベルト式 CVT の伝達効率最大点を検出することができる。なお、上記例では、傾き  $k$  の同定遅れに対してハイパスフィルタを用いて補償したが、しきい値を傾き  $k$  の初期応答収束値に応じて変更することも可能である。

【0097】「構成」ここで、上述のような傾き  $k$  の変化状態から伝達効率最大点を検出する処理を行う装置について図 29 に基づいて説明する。まず、入力ブリーリ推力及び出力ブリーリ推力がそれぞれの検出回路によって検出され、これらがローパスフィルタ 1a, 1b に入力され、ここで高周波ノイズが除去される。ローパス処理された入力ブリーリ推力と出力ブリーリ推力は、わり算回路 2

\* セットされ、また  $k$  の絶対値が  $t_{hr}1$  以下になった場合（ほぼ収束段階に至った場合）には、ハイパスフィルタの時定数を初期値である  $31.83$  秒にセットする。このようにして、ハイパスフィルタによって効果的な遅れ時間の補償が行える。

【0090】また、ハイパスフィルタ処理は、図 27 に基づき、決定された時定数  $T(i)$  を用いて次式により行う。

【0091】

に入力され、ここで入力ブリーリ推力が出力ブリーリ推力で除算され、推力比が計算される。

【0098】そして、わり算回路 2 で得られた推力比と、ローパスフィルタ 1b からのローパス処理された出力ブリーリ推力は、傾き同定部 3 に入力され、ここで傾きが随時検出される。この処理は上述したように、最小自乗法などにより傾き  $k(i)$  と切片  $y_0(i)$  を推定することによって行う。

【0099】得られた傾き  $k$  は、ハイパスフィルタ 4 に供給され、ここで所定の時定数でハイパス処理され、遅れ時間補償がなされる。一方、傾き  $k$  は時定数設定部 5 にも供給され、時定数設定部 5 は上述のようにして、ハイパスフィルタ 4 の時定数を設定する。

【0100】そして、ハイパスフィルタ 4 において得られる傾き  $k$  のハイパス値は判定部 6 に供給され、上述のしきい値  $T_{hr}$  と比較され、しきい値  $T_{hr}$  を超えた時点で、推力比のピークと判定する。ここで、判定部 6 で用いるしきい値は、上述のようにして、しきい値設定部 7 で算出され、設定される。

【0101】このような構成により、推力比についての傾き  $k$  の変化状態から、推力比のピーク、すなわち伝達効率最大点を検出することができる。

【0102】次に、従動ブリーリ推力（油圧）を正弦波で加振した場合の推力比の変化について、図 12、13 に基づいて説明する。

【0103】従動ブリーリ推力に対する推力比の値は、図 12 に示すとおりであり、推力を下げていくと、推力比は徐々に上昇し、ピークを越えると急激に減少する。

【0104】推力に余裕のあるピークの右側の領域における正弦波の入力 (A) に対する推力比出力 (A') は、図に示すように、ゲインは小さく、逆位相である。一方、ピークを越えた後の入力 (B) に対する推力比出力 (B') は、図に示すようにゲインが大きく、同位相になる。従って、上述の (i) ~ (v) ような手法は、このような変化を検出している。

【0105】ここで、図 13 には、従動ブリーリ推力の加

振周波数（セカンダリ油圧加振周波数）に対するゲイン（dB）、位相（dB）の変化について示している。これより、加振周波数1～10Hz程度の範囲では、推力比ピークを越えた推力余裕がない場合のゲインおよび位相がその他推力比ピーク前のものと離れていて識別可能であることが分かる。特に、位相の変化では、加振周波数1～10Hz程度で、推力比ピークを容易に判定できることが分かる。

【0106】実際に、従動ブーリ推力を推力比ピークを目標に制御した場合の実験結果を図14に示す。まず、制御が開始されることによって、位相の推定が開始される。この時点で、従動ブーリ推力は十分高いため、位相は逆位相になる。一方、制御の開始によって油圧が減少し、伝達効率がアップする。そして、推力比位相を同位相と逆位相の境である-90°（所定の位相遅れ）に制御することで、油圧を適切な値として、伝達効率をアップできることが確認できた。

【0107】また、油圧加振手段56を取り除き、油圧（推力）を意図的には振動させなくてもよい。すなわち、積極的な加振手段を設けなくても、実際の制御においては、油圧は変動し、ここにはいろいろな周波数がのっている。そこで、その中で、好適な数Hz（例えば2Hz）の周波数についての応答を検出することで、上述と同様の処理を行うことができる。

【0108】この油圧加振手段56を省略した場合の制御結果を図15に示す。このように、油圧を積極的に加振しなくとも、従動ブーリ18の推力を制御して、推力比ピークを維持することができる。

【0109】「他の構成例」次に、従動ブーリにおいて速度比を制御する場合の構成例を図16に示す。この図16の例では、従動ブーリ12により速度比を制御し、駆動ブーリ12において、推力比をピークに維持するように駆動ブーリ12の推力を制御する。

【0110】このために、従動側油圧指令値決定手段54は、速度比指令値決定手段30および速度比算出手段38からの信号に基づいて従動側油圧指令値を決定する。一方、推力比変化状態同定手段52は、推力比算出手段50からの推力比と駆動ブーリ推力算出手段44からの駆動ブーリ推力とから、推力比の駆動側12の推力変化に対する変化状態を同定する。そして、この同定結果に基づいて、駆動側油圧指令値決定手段32が駆動側油圧を決定する。さらに、この駆動側油圧指令値に対し、油圧加振手段56からの加振信号が加えられ、駆動側油圧が加振される。

【0111】このように、この実施形態では、駆動側油圧を制御して、推力比がピークに付近になるように駆動側推力を制御する。これによっても、上述の実施形態と同様の作用効果が得られる。

【0112】なお、このように、駆動ブーリ12と従動ブーリ18のいずれを速度比決定のために利用し、推力

制御用に利用するかは、任意に選択できるものであり、以下の実施形態のいずれもこの図16の構成を採用することができる。

【0113】図17に、油圧指令値を用いて推力を推定する実施形態を示す。この実施形態においては、従動側油圧検出手段46および駆動側油圧検出手段42を省略している。また、油圧検出値がないため、検出値に基づくフィードバック制御ができないため、駆動側油圧指令値調整手段40および従動側油圧指令値調整手段58も省略されている。

【0114】そして、従動側油圧制御弁60に供給される油圧指令値を従動ブーリ推力算出手段48に供給し、駆動側油圧制御弁15に供給される油圧指令値を駆動ブーリ推力算出手段44に供給している。

【0115】ここで、油圧指令値と推力比の関係を調べた結果を図18に示す。このように、油圧指令値を徐々に減少していくことで、推力比の変化状態が得られる。これより、油圧指令値が油圧検出値とほぼ同等に取り扱えることが分かる。なお、油圧指令値については、ローパスフィルタにより、高周波成分を除去している。

【0116】このように、油圧に油圧指令値を代用しても、同様の作用効果が得られることが分かる。

【0117】図19には、回転変動が小さいと仮定できる場合の構成例が示されている。この構成では、駆動側回転数検出手段34からの回転数の駆動ブーリ推力算出手段44への供給が省略され、また従動側回転数検出手段36からの回転数の従動ブーリ推力算出手段48への供給が省略されている。従って、駆動ブーリ推力算出手段44および従動ブーリ推力算出手段48では、回転数を考慮せずにブーリ推力を算出するが、回転数の影響が少ないため問題はない。低速走行時などでは、この手法が好適であり、これによって演算負荷を大幅に減少できる。

【0118】図20には、駆動トルク変動を用いて推力比をピークに制御する構成例を示す。この例では、入力軸10において伝達している駆動トルクを駆動トルク検出手段70によって検出する。また、駆動トルク加振手段72によって、駆動トルクに数Hz程度の振動が与えられる。

【0119】そして、推力比変化状態同定手段52は、駆動トルクの変化に対する推力比の変化状態から適切なブーリ推力を算出する。すなわち、上述した例では、駆動トルクが一定として、ブーリ推力と推力比の関係を調べているが、駆動トルクについて所定の変動を与え、その変動に対応する推力比の応答をみれば、ブーリ推力を変動させて推力比の変動をみたものと等価になる。すなわち、駆動トルクを大きくすることは、ブーリ推力を小さくしたことと等価である。そこで、駆動トルクを大きくしたことに対する推力比の変化状態に基づいて、ブーリ推力を制御することで、推力比をピークに維持するこ

とができる。ここで、入力である駆動トルクの位相と、出力である推力比の位相の関係は、図1の場合とは反対となっており、従って、駆動トルクの加振の位相と、出力である推力比の位相が同位相であれば推力に余裕があり、推力を減少させ、逆位相であれば推力が不足していないため推力を上昇すればよい。

【0120】なお、この場合においても、駆動トルクを意図的に振動させる必要はなく、駆動トルク加振手段72を省略することもできる。

【0121】また、図20の例では、駆動トルクを変動させたが、これに代えて、地面からの外乱による推力比変化からブーリ推力を制御することもできる。

【0122】例えば、地面からの外乱によるタイヤに対する負荷トルクを検出し、これに対する推力比の変動を検出し、これと推力比の関係からブーリ推力を制御することができる。これは、駆動トルクを変動させるのと基本的に同様の手法である。

【0123】また、地面からの外乱により、タイヤ回転数が減少すると、従動ブーリ回転数減少により遠心油圧が減少する。この回転数の減少はブーリ推力を減少させたことに対応する。そこで、タイヤ回転数または従動ブーリ回転数の変動と、推力比の変動の関係から、推力比が所定値に維持できるようにブーリ推力を制御すればよい。なお、駆動ブーリ推力は、速度比を制御するために制御される。

【0124】さらに、上述の例では、いずれも推力比ピークを維持するように制御を行った。この推力比に代えて、平均摩擦係数の比を採用することもでき、これによっても、推力最適化制御が行える。

【0125】各変数を、 $T_i$  = 入力トルク、 $\mu_p$  = 駆動ブーリとベルト間の平均摩擦係数、 $F_p$  = 駆動ブーリの推力、 $R_p$  = 駆動ブーリにおけるベルト掛けり径、 $I_p$  = 駆動ブーリの回転慣性、 $dN_p$  = 駆動ブーリの回転加速度、 $T$  = ベルトが伝達しているトルク、 $\mu_s$  = 従動ブーリとベルト間の平均摩擦係数、 $F_s$  = 従動ブーリの推力、 $R_s$  = 従動ブーリにおけるベルト掛けり径と定義する。

【0126】この場合、

$$[数1] T_i = I_p \cdot dN_p + \mu_p \cdot F_p \cdot R_p = I_p \cdot dN_p + T$$

$$T = \mu_s \cdot F_s \cdot R_s$$

$$\mu_p = (T_i - I_p \cdot dN_p) / (F_p \cdot R_p)$$

$$\mu_s = (T_i - I_p \cdot dN_p) / (F_s \cdot R_s)$$

となる。

【0127】ここで、平均摩擦係数の比をとると、

$$[数2] \mu_s / \mu_p = F_p \cdot R_p / F_s \cdot R_s = (F_p / F_s) \cdot (R_p / R_s)$$

となる。

【0128】変速比を一定とした場合、掛けり径の比 $R_p / R_s$ は一定となるので、推力比 $F_p / F_s$ と、平均

摩擦係数の比 $\mu_s / \mu_p$ は、比例することになり、平均摩擦係数比を推力比に代えることができる。

【0129】従って、推力比に代えて平均摩擦係数の比を用いても、上述と同様のブーリ推力最適化制御が可能になる。特に、平均摩擦係数の比を用いることにより、変速比を代えた場合の推力比の変化をキャンセルすることができる。すなわち、上述の掛けり径の比を考慮することで、変速比がいずれであっても平均摩擦係数の比をみればよいことになる。

10 【0130】図21には、平均摩擦係数の比からブーリ推力を制御するための構成が示されている。ベルト掛けり径検出手段80は、駆動ブーリ12および従動ブーリ18のベルト掛けり径をそれぞれ検出する。

【0131】このベルト掛けり径検出手段80としては、ベルトの掛けり径をベルトブロックの頂部位置として検出することが考えられる。これは、光学式、磁気式などの非接触変位計で計測することが可能である。また、ブーリの軸方向位置によりシーブ間距離が決定され、これによってベルト掛けり径が決定される。そこで、ブーリ軸方向位置を測定してもよい。さらに、変速比から算出してもよい。

20 【0132】ベルト掛けり径検出手段の検出値は、平均摩擦係数比算出手段82に供給される。この摩擦係数比算出手段82には、推力比算出手段50からの推力比も供給されており、ここで上述の数2に記載された式により、推力比を平均摩擦係数の比に置き換える。そして、得られた平均摩擦係数の比が平均摩擦係数比変化状態同定手段84に供給され、ここで平均摩擦係数の比がピーク付近に位置するようにブーリ推力を制御する。この推定手法は上述の推力比ピークの算出と同様に行なうことができる。そして、この平均摩擦係数の比のピークについてのデータが従動側油圧指令値決定手段54に供給され、油圧指令値が決定される。

【0133】このように、平均摩擦係数の比を利用することによって、上述のように変速比が異なっていてもブーリ推力を最適制御することができる。

30 【0134】さらに、上述の実施形態においては、推力比ピークまたは平均摩擦係数比のピークを検出し、これらがピーク位置になるようにブーリ推力を制御した。しかし、これらの関係をマップに記憶しておき、推力比を決定する各種条件から最適推力を直接出力できるようにしてもよい。また、このマップは、実際の走行状態に応じて算出した推力比ピークに応じて学習して書き換えることが好適である。これによって、高速な応答を確保できるとともに、演算したのと同様に推力比、平均摩擦係数比のピークになるようにブーリ推力比を制御することができる。

40 【0135】また、図23は、ブーリ推力を制御する油圧の指令値を、エンジン回転速度 $N_e$ 、エンジントルク $T_e$ 、変速比 $\gamma$ などを引数とした制御マップによって与

える形式の制御系において、推力比ピーク推定法を用いて制御マップを修正することができるブーリ推力制御の構成を示したものである。この例は、駆動ブーリ12により速度比(変速比)制御のための油圧(プライマリ油圧)制御を行い、従動ブーリ18においてブーリ推力制御のための油圧(セカンダリ油圧)制御を行う。

【0136】変速比(速度比)に応じてプライマリ油圧を制御するプライマリ制御系100からのプライマリ油圧は駆動ブーリ12に供給される。一方、セカンダリ油圧制御系102からのセカンダリ油圧は従動ブーリ18に供給される。

【0137】そして、プライマリ油圧およびセカンダリ油圧が推力比ピーク推定器104に供給され、この推力比ピーク推定器104が供給両油圧から推力比の変化状態を検出し、ブーリ推力比ピークに対応するセカンダリ油圧を推定する。推定された推力比ピークに該当するセカンダリ油圧指令値は、スイッチ106に供給される。

【0138】一方、推力比ピーク推定器104の出力は、安全率乗算器108で安全率(1より若干大きい数字)を乗算した後制御マップ(セカンダリ油圧制御マップ)110に供給される。この制御マップ110は、エンジン回転速度Ne、エンジントルクTe、変速比γを引数として、推力比ピークに対応するセカンダリ油圧指令値を出力するものである。そして、推力比ピーク推定器104から供給される値(セカンダリ油圧指令値)と、そのとき出力しようとするセカンダリ油圧指令値の関係から制御マップを修正する。そして、制御マップ110の出力であるセカンダリ油圧指令値もスイッチ106に供給される。

【0139】スイッチ106は、推力比ピーク推定器104における推定期間中のみ、推力比ピーク推定器104からのセカンダリ油圧指令値を選択し、他の期間は制御マップ110からのセカンダリ油圧指令値をセカンダリ油圧制御系102に供給する。

【0140】実際に車両に搭載して制御する場合には、制御マップ110を用いてセカンダリ油圧を制御した方が処理が容易であり、通常走行時はこの制御系を用いる。一方、車両には、個体差があり、一般的な制御マップをそのまま適用することはできない。そこで、所定のテスト走行により、推力比ピークの推定を行い、この結果に基づいて制御マップ110を修正し、その後の走行では、制御マップ110を利用してセカンダリ油圧を制御する。さらに、車両の特性は経時変化する。そこで、定期的に推力比ピーク推定器104による推定を行い、制御マップ110を更新修正する。

【0141】このような、制御マップ110の修正について、以下に説明する。

【0142】まず、上述のように、通常走行時は、ブーリ推力を制御する油圧の指令値(セカンダリ油圧指令値)は、制御マップ110からの値を採用する。

【0143】そして、適宜推力比ピーク推定器104を利用した推定を行う。この手順は、個体差の修正の場合も同様である。

【0144】学習時(推力ピーク推定時)は、スイッチ106は推力比ピーク推定器104からのセカンダリ油圧指令値を採用する。そして、ブーリ推力が徐々に下がるよう油圧指令値をゆっくり、例えばランプ波形状に変化させ、このときのブーリ推力比の変化を観測し、推力比ピークを迎えた時点の油圧指令値を記録する。

【0145】ここで、ブーリ推力比のピークはブーリ推力比の勾配の変化で求めてもよいし、推定位相が所定値以上になった時点をとってもよい。また、推定位相が所定値以上変化した時点をとってもよい。

【0146】この油圧指令値の記録を終了した場合は、スイッチ106により油圧指令値をセカンダリ油圧制御マップ110からの値に戻す。そして、推力比ピークを迎えた時点で参照される制御マップ110の値(制御マップ110において出力される値)を、記録した制御指令値に所定の安全率を掛けた値となるように、書き換える。

【0147】このようにして、制御マップ110をそのときの状態に基づいて、書き換えることができ、制御マップ110を適切なマップに維持することができる。

【0148】次に、さらに他の実施形態について説明する。この実施形態では、実際走行時ではなく、工場における生産時などにおいて、オフラインで初期の制御マップを作成する。すなわち、金属製のベルトを用いるCVTにおけるベルト狭圧力をオフラインで設定する実施形態について、説明する。なお、本実施形態においても変速比制御のためにプライマリ推力を制御し、ベルト狭圧力制御のためにセカンダリブーリ推力を制御することとする。従って、本実施形態では、ベルト狭圧力は、セカンダリブーリ推力である。

【0149】この実施形態の主要構成は、図30に示すとおりであり、上述した実施形態で説明したように、推力比を算出する推力比算出回路200を有している。そして、この推力比算出回路200において得た推力比および従動側ブーリ(セカンダリブーリ)推力がベルト狭圧力のオフライン設定部204に供給される。

【0150】金属ベルト式CVTにおいて、同一入力トルク、同一変速比を維持した状態でベルト狭圧力(セカンダリ推力)を低下させると、図31に示すように、一度推力比が大きくなつてからベルト滑り直前に推力比が小さくなり始める。そして、効率最高点近傍で推力比がピークを持つ。

【0151】また、マクロスリップに入ると、出力側(プライマリブーリ側)の回転速度が小さくなる。そこで、速度比制御系が見かけ上速度比を合わせようとしてプライマリ推力を上昇させるため、この推力比は急上昇を始める。

【0152】ここで、この推力比が急上昇し始めるポイントがマクロスリップが始まるマクロスリップ限界である。従って、このときの入力トルクとセカンダリ推力および速度比から、ベルト・ブーリ間の最大摩擦係数が算出される。

【0153】このようにして、求められた最大摩擦係数を用いることにより、最低限必要なベルト狭圧力（セカンダリ推力）を算出できる。そこで、この最低限必要なベルト狭圧力に、必要な狭圧力余裕度を足すことで、適切なベルト狭圧力（セカンダリ推力）を設定できる。また、このようにして求めた最大摩擦係数に基づいて、適切なセカンダリ推力を決定することができる。そこで、走行時に用いられるエンジン回転速度、エンジントルク、変速比等を引数とし、最適なセカンダリ推力を求める制御マップを作成することができる。

【0154】また、マクロスリップを起こさずに最大摩擦係数を推定することもできる。この場合、推力比がピーク値から所定値低下した点をマクロスリップ限界と判定する。この点は、実際にマクロスリップが発生するポイントより少し手前である。しかし、算出される最大摩擦係数の誤差は小さく、十分実用可能な制御マップを作成することができる。

【0155】従来は、固定ブーリ比の装置に、ベルトを掛けた状態でトルクを上昇させていき、滑り率が既定値を超えたトルクからベルト・ブーリ間の最大摩擦係数を求め、これに基づいてベルト狭圧力（セカンダリ推力）を算出していた。しかし、この従来例の場合、固定ブーリ比の装置を用いているため、トルクがかかった状態でのブーリの姿勢の違いなどにより、実車における最大摩擦係数とずれが生じる。また、ベルト滑りを起こされる試験を繰り返すため、最大摩擦係数を求めるのに要する時間が多大となる。

【0156】本実施形態によれば、実際のCVT変速機を用いて車両の制御と同じ方式で実験するために、短時間に適正なベルト狭圧力（セカンダリ推力）を設定できる。

【0157】次に、このようなベルト狭圧力のオフライン設定の具体的な手法について説明する。

【0158】まず、図32に示すように、同一トルク（同一入力トルク）、同一変速比の条件（入力トルクおよび変速比が一定）に設定する（S61）。次に、セカンダリ推力を低下させ、その時の推力比の変化を検出する（S62）。そして、推力比のピークをすぎた後の推力比が増加に移る点または推力比が所定値減少した点に基づいてマクロスリップが始まる限界かを判定する（S63）。そして、この判定の結果、マクロスリップ限界と判定された場合には、これに基づいて最大摩擦係数を算出する（S64）。次に、算出された最大摩擦係数に基づき、適切なセカンダリ推力を決定する（S65）。ここで、最大摩擦係数の算出およびベルト狭圧力（セカ

ンダリ推力）の設定は、以下のいずれかの方法による。

【0159】（i）推力比（プライマリ推力/セカンダリ推力）がピークを過ぎて低下している状態から急上昇し始める点をマクロスリップ限界とし、この時のセカンダリ推力に必要な安全率をかけることによって、ベルト狭圧力（セカンダリ推力）制御マップを作成する。

【0160】（ii）推力比（プライマリ推力/セカンダリ推力）がピークを過ぎて低下している状態から急上昇し始める点をマクロスリップ限界とし、この時のセカンダリ推力、入力トルク、速度比より、最大摩擦係数を求め、この最大摩擦係数を用いて最低必要なセカンダリ推力を算出し、これに必要な余裕推力を足し合わせることで、ベルト狭圧力（セカンダリ推力）を算出する。

【0161】（iii）推力比（プライマリ推力/セカンダリ推力）がピーク値から所定値低下した点をマクロスリップ限界とし、この時のセカンダリ推力に必要な安全率をかけることによって、ベルト狭圧力（セカンダリ推力）制御マップを作成する。

【0162】（iv）推力比（プライマリ推力/セカンダリ推力）がピーク値から所定値低下した点をマクロスリップ限界とし、この時のセカンダリ推力、入力トルク、速度比より、最大摩擦係数を求め、この最大摩擦係数を用いて最低必要なセカンダリ推力を算出し、これに必要な余裕推力を足し合わせることで、ベルト狭圧力（セカンダリ推力）を算出する。

【0163】（v）推力比（プライマリ推力/セカンダリ推力）がピーク値となった点のセカンダリに必要な安全率（1以上）をかけて、ベルト狭圧力（セカンダリ推力）制御マップを作成する。

【0164】次に、さらに他の実施形態について説明する。この実施形態では、ベルト・ブーリ間の摩擦係数（最大摩擦係数）の変化を検出する。すなわち、駆動ブーリ、従動ブーリ間には、ベルトが掛け渡され、このベルトによって動力伝達を行っている。このベルトは、通常金属で形成され、複数のブロックをフープで締め付ける構成になっており、ブロックが各ブーリとCVTオイルを介し接触し、ブロックブーリ間の摩擦力をを利用してベルト/ブーリ間の動力伝達が行われる。

【0165】しかし、このベルト（具体的にはブロック）は、使用しているうちにその表面状態が変化する。また、ブロックとブーリ間に介在するCVTオイルも経時変化する。従って、ベルトとブーリ間の摩擦係数は経時に変化する。

【0166】そして、この摩擦係数が変化すると、ベルト滑りが発生するタイミングなども変化する。そこで、摩擦係数の変化に応じて、推力制御を変更することが好ましい。本実施形態では、このベルト・ブーリ間の摩擦係数を検出する。

【0167】この実施形態の主要構成は、図33に示すとおりであり、上述した実施形態で説明したように、推

力比を算出する推力比算出回路200を有している。そして、この推力比算出回路200において得た推力比および従動側ブーリ（セカンダリブーリ）推力が最大摩擦係数低下検出回路202に供給される。なお、本実施形態においても変速比制御のためにプライマリ推力を制御し、ベルト狭圧力制御のためにセカンダリブーリ推力を制御することとする。

【0168】最大摩擦係数低下検出回路202には、速度比、入力トルクなども供給されており、最大摩擦係数低下検出回路202は、これら入力されてくる情報に基づいて、ベルトとブーリ間の摩擦係数の低下を検出する。

【0169】まず、金属製のベルト（金属ベルト）と、CVTオイルが初期状態であり、油オンも適正な範囲にある場合はベルトとブーリ間の摩擦係数が十分に大きい。この場合、同一入力トルク、同一変速比を維持した状態でセカンダリ推力を低下させると、図34のよう

に、一度推力比が大きくなつてからベルト滑り直線に推力比が小さくなり始め、効率最高点近傍で推力比がピークを持つ。これについては上述したとおりである。

【0170】ここで、金属ベルト、CVTオイルの経時変化や油温の変化により、ベルト・ブーリ間の摩擦係数が下がると、図34に示すように、セカンダリ推力の変化に対する推力比の変化量が小さくなる。そして、限度以上に摩擦係数が下がった場合には、推力比ピークが現れなくなる。また、推力比の値が、摩擦係数の低下に伴い小さくなつくる。

【0171】従つて、セカンダリ推力による推力比の変化を基準品（新品）と比較することでベルト・ブーリ間の摩擦係数が低下したことを検出することができ、また推力比ピークが検出できなくなったことで、摩擦係数が限度以上に下がつたこと検出することができる。

【0172】そこで、本実施形態では、次のようにして、摩擦係数の低下を検出する。

【0173】(i) 図35に示すように、まず、入力トルクと減速比がほぼ一定と認められるか否かを判定する（S31）。この判定でYESであれば、セカンダリブーリ推力に対する推力比の勾配が負の領域（推力余裕がある領域）を判定する（S32）。この推力比は、セカンダリブーリ推力を若干変動させて、推力比の変化をみることで行える。これは、上述した実施形態で説明したものと同様である。

【0174】そして、推力比の勾配が負の領域であれば、セカンダリブーリ推力を変化させて、そのときの推力比の変化状態から摩擦係数の変化を推定する（S33）。そして、摩擦係数の変化状態に基づいて、セカンダリブーリの推力を上昇させる（S34）。すなわち、得られた摩擦係数の変化から摩擦係数を変更して、セカンダリブーリ推力の設定を学習補正する。これによつて、摩擦係数は変化しても、適切な推力を供給すること

ができる。特に、この制御によれば、推力に余裕のある状態で、この摩擦係数変化の検出が行えるため、ベルト滑りの危険性を回避した上で、摩擦係数の変化を検出することができる。

【0175】S33の摩擦係数変化の推定は、具体的には、次のようにして行うことができる。

【0176】まず、セカンダリ推力の変化に対する推力比の変化勾配が既定値以下になつたか否かを判定する。そして、この勾配が規定値以下になつた場合に、ベルト・ブーリ間の摩擦係数が低下したと判定し、セカンダリブーリ推力を上昇させる。

【0177】また、ベルト・ブーリ間の摩擦係数の変化による、セカンダリ推力変化に対する推力比の変化勾配の変化を事前に検定して記憶しておく。そして、検出したセカンダリ推力変化に対する推力比の変化勾配からベルト・ブーリ間の摩擦係数を算出して、セカンダリブーリ推力を設定する。

【0178】(ii) また、入力トルクと減速比がほぼ一定と認められる時の推力比自体の大きさから摩擦係数の変化を推定し、セカンダリブーリ推力の設定を学習補正することもできる。

【0179】すなわち、図36に示すように、入力トルクと減速比がほぼ一定と認められるか否かを判定する（S41）。この判定でYESであれば、そのときの推力比の大きさから摩擦係数が変化したかを判定する（S42）。そして、摩擦係数が変化したと判定された場合には、セカンダリブーリの推力を摩擦係数の変化に応じて上昇させる（S43）。

【0180】この手法によれば、ブーリ推力をわざわざ変更することなく、容易に摩擦係数を検出することができる。

【0181】ここで、S42の判定としては、検出した推力比が出荷状態の推力比から規定値以上下がつた場合に、ベルト・ブーリ間の摩擦係数が低下したと判定することができる。

【0182】また、ベルト・ブーリ間の摩擦係数の変化による推力比の変化を事前に検定、記憶しておき、検出した推力比からベルト・ブーリ間の摩擦係数を算出して、算出された摩擦係数に基づいて、セカンダリブーリの推力を設定することもできる。

【0183】(iii) さらに、推力比ピークが検出されなくなったことによって、ベルトの交換の必要性を検出することもできる。

【0184】すなわち、図37に示すように、入力トルクと減速比がほぼ一定と認められるか否かを判定する（S51）。この判定でYESであれば、セカンダリブーリ推力に対する推力比の勾配が正（推力余裕がなくなった領域）までセカンダリブーリ推力を下げていき、推力比ピークが検出されるか否かを判定する（S52）。

そして、この判定で、推力比ピークが検出されなくなつ

た場合に、ベルト・プーリ間の摩擦係数が所定以上（限界以上）低下したと判定する（S53）。これによって、摩擦係数の限界以上の低下を検出できる。S53でYESの場合には、ベルトの交換が必要である旨の表示などを行い、交換を促す（S54）。

【0185】以上のように、本実施形態によって、推力比の状態に応じて、ベルト・プーリ間摩擦係数の変化を検出することができ、検出結果に応じてプーリ推力制御の補正が可能となる。

【0186】このようにして、本実施形態によれば、次のような効果が得られる。

【0187】CVTオイルの温度により、ベルト・プーリ間の摩擦係数が低下している場合には、これを検知してベルト狭圧力を上昇させ、ベルト滑りの発生を防止できる。

【0188】また、金属ベルトやCVTオイルの経時変化により、ベルト・プーリ間の摩擦係数が低下している場合には、これを検知してベルト狭圧力を上昇させ、ベルト滑りの発生を防止できる。

【0189】さらに、基準値以上にベルト・プーリ間の摩擦係数が低下した場合に、ベルト交換の警告を出すことができる。

【0190】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、推力比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御する。この推力比のピークはベルトの大きな滑り（マクロスリップ）が発生する少し前の段階にある。また、動力の伝達効率のピークもこの近辺にある。そこで、推力比の変化状態に応じてプーリ推力を制御することによって、適切なプーリ推力制御が行える。

【0191】また、推力比ピークはマクロスリップ発生の直前にあり、動力伝達効率の最高点もマクロスリップ発生の直前にある。そこで、前記推力比の変化における傾きの変化点付近となるように、プーリ推力を制御することによって、適切なプーリ推力制御が行える。

【0192】また、傾きについて時間遅れを補償する処理を行うことで、より適切な推力制御を行うことができる。

【0193】また、傾きに応じて、遅れ補償の時間が変更することで、収束を遅らせることなく、かつ正確に傾きの変化点を検出することができる。

【0194】また、時間遅れを補償する処理をハイパスフィルタ処理とすることで、効果的な時間補償を行うことができる。

【0195】また、プーリ推力を周期的に変更することで、推力比ピークを容易に検出できる。

【0196】また、駆動プーリおよび従動プーリの推力を規定する油圧を計測することによって、プーリ推力を容易に計測することができる。

【0197】また、駆動プーリおよび従動プーリの推力

10

20

30

40

50

を規定する油圧の指令値から検出することによって、油圧センサなどの検出手段を省略することができる。

【0198】また、前記推力比に代えて、推力比に駆動プーリと従動プーリのベルト掛かり径の比を乗算して算出した平均摩擦係数比を採用し、この平均摩擦係数比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御することが好適である。平均摩擦係数比は、速度比に応じて変化するため、変速比が変化しても好適な推力制御を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施形態に係るベルト式無段変速機のプーリ推力制御装置の全体システム構成を示す図である。

【図2】従動プーリ推力に対する推力比およびアクティプアーカの関係を示す図である。

【図3】推力に余裕がある場合のブロック押しつけ力を示す図である。

【図4】推力に余裕がある場合のフープ張力、プーリ推力を示す図である。

【図5】推力が低下した場合のブロック押しつけ力を示す図である。

【図6】推力に低下した場合のフープ張力、プーリ推力を示す図である。

【図7】推力がさらに低下した場合のブロック押しつけ力を示す図である。

【図8】推力にさらに低下した場合のフープ張力、プーリ推力を示す図である。

【図9】推力と伝達効率、推力比の関係を示す図である。

【図10】オイラー理論による減少を説明する図である。

【図11】推力指令値の生成のための構成を示す図である。

【図12】推力比の特性を示す図である。

【図13】油圧加振周波数と位相、ゲインの関係を示す図である。

【図14】油圧、伝達効率、推力比位相の関係を示す図である。

【図15】油圧を加振しない場合の推力比位相と油圧位相の関係を示す図である。

【図16】従動側で速度比を制御する場合のシステム構成を示す図である。

【図17】油圧指令値を用いて推力を推定する場合のシステム構成を示す図である。

【図18】油圧指令値を用いた推力比特性を示す図である。

【図19】回転数が小さいと仮定できる場合のシステム構成を示す図である。

【図20】駆動トルク変動を利用する場合のシステム構成を示す図である。

【図21】平均摩擦係数比を利用する場合のシステム

構成を示す図である。

【図22】 伝達トルクとベルト滑り率および伝達効率の関係を示す図である。

【図23】 制御マップ110の更新のための構成を示す図である。

【図24】 動作点での推力比の接線による近似方法を示す図である。

【図25】 傾きkの同定結果を示す図である。

【図26】 推力比の変化に対する遅れ時間Δtを示す図である。

【図27】 ハイパスフィルタの時定数Tの決定を示すフローチャートである。

【図28】 推力比頂点の検出結果を示す図である。

【図29】 推力比の傾きから推力比頂点を検出するための構成を示すブロック図である。

【図30】 さらに他の実施形態の主要部の構成を示す図である。

【図31】 セカンダリ推力と推力比の関係を示す図である。

\* 【図32】 さらに他の実施例の動作を説明するフローチャートである。

【図33】 さらに他の実施形態の主要部の構成を示す図である。

【図34】 セカンダリ推力と推力比の関係を示す図である。

【図35】 さらに他の実施例の動作の一例を説明するフローチャートである。

【図36】 さらに他の実施例の動作の一例を説明するフローチャートである。

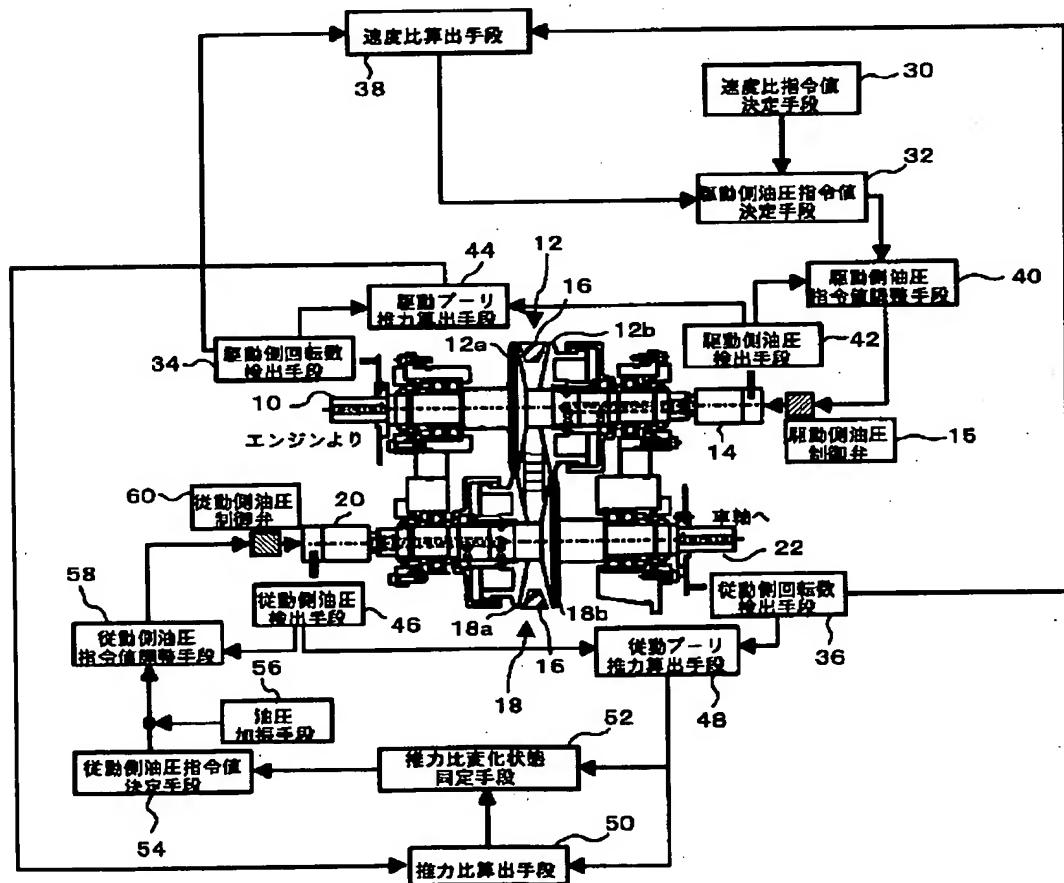
【図37】 さらに他の実施例の動作の一例を説明するフローチャートである。

【符号の説明】

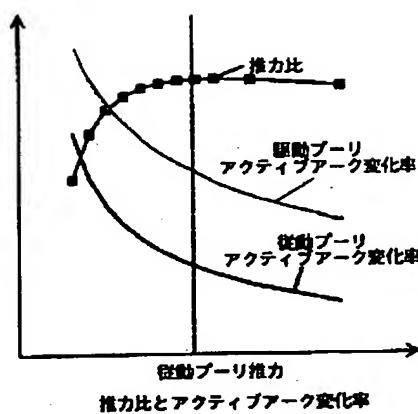
10 10 入力軸、12 駆動ブーリ、16 ベルト、18 従動ブーリ、44 駆動ブーリ推力算出手段、48 従動ブーリ推力算出手段、50 推力比算出手段、52 推力比変化状態同定手段、54 従動側油圧指令値決定手段、56 油圧加振手段、58 従動側指令値調整手段、60 従動側油圧制御弁。

\*

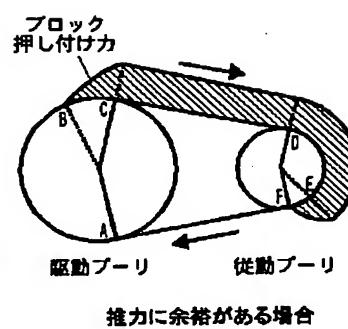
【図1】



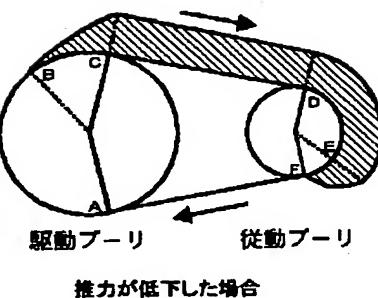
【図2】



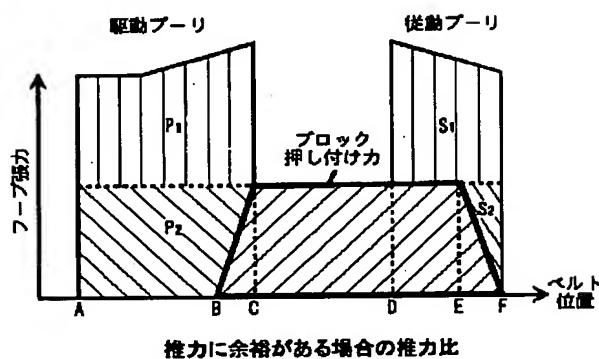
【図3】



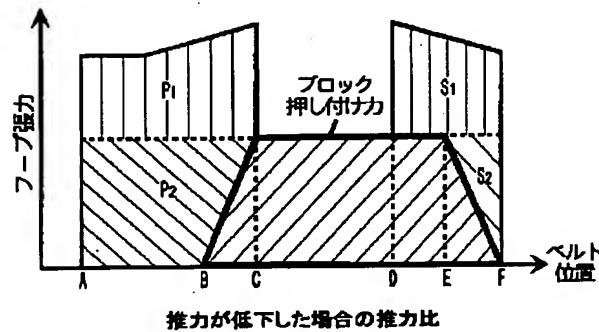
【図5】



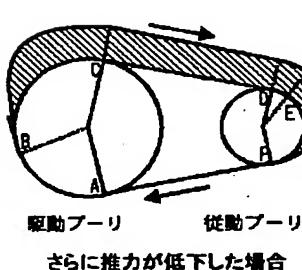
【図4】



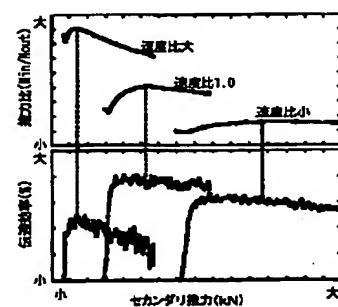
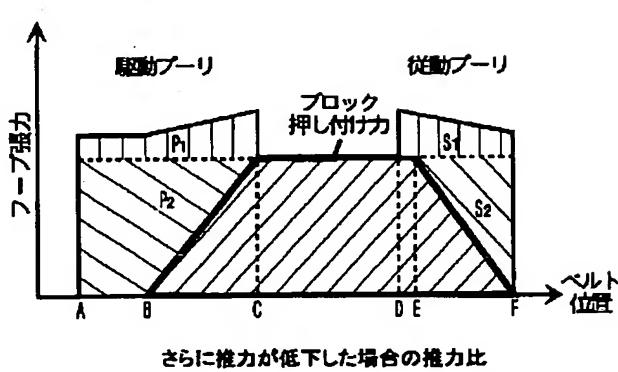
【図6】



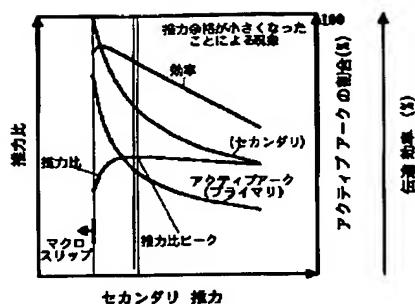
【図7】



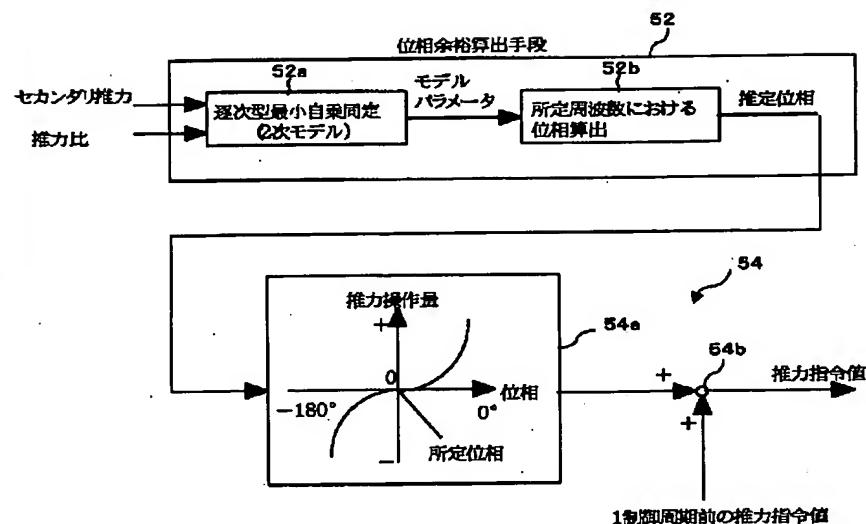
【図8】



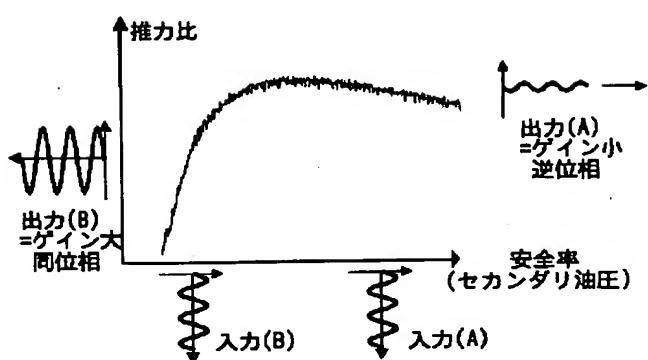
【図10】



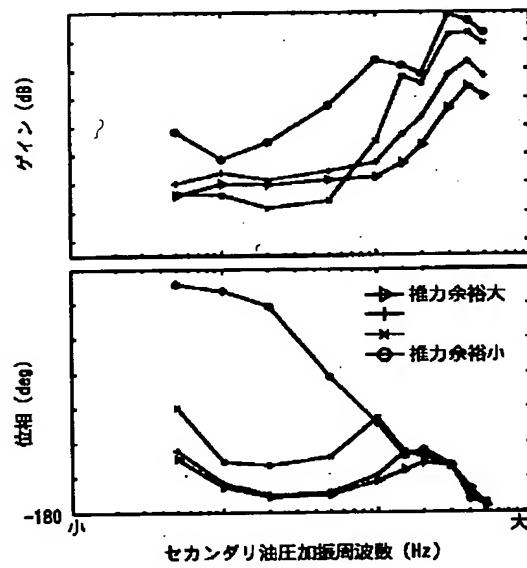
【図11】



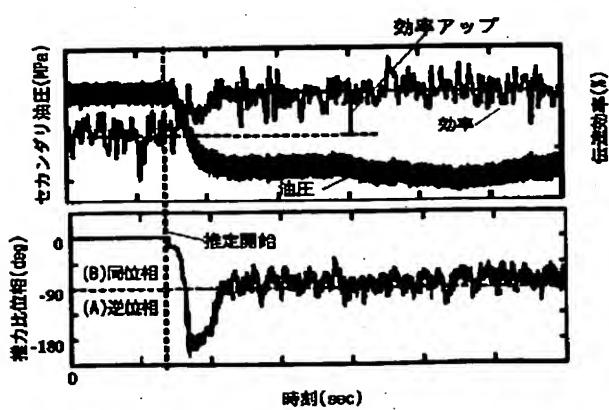
【図12】



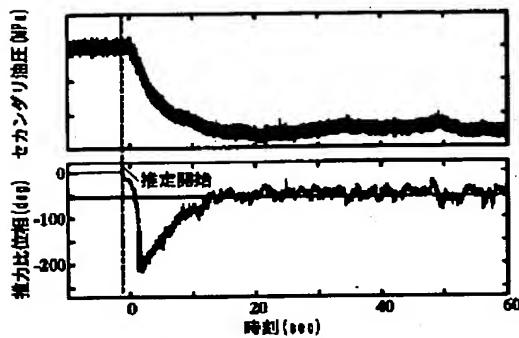
【図13】



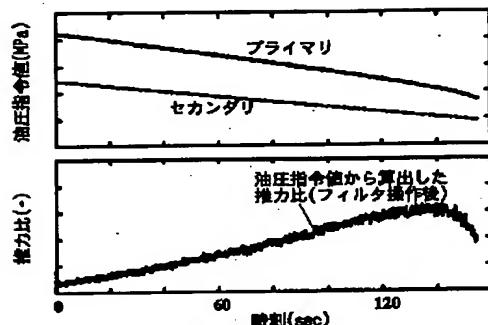
【図14】



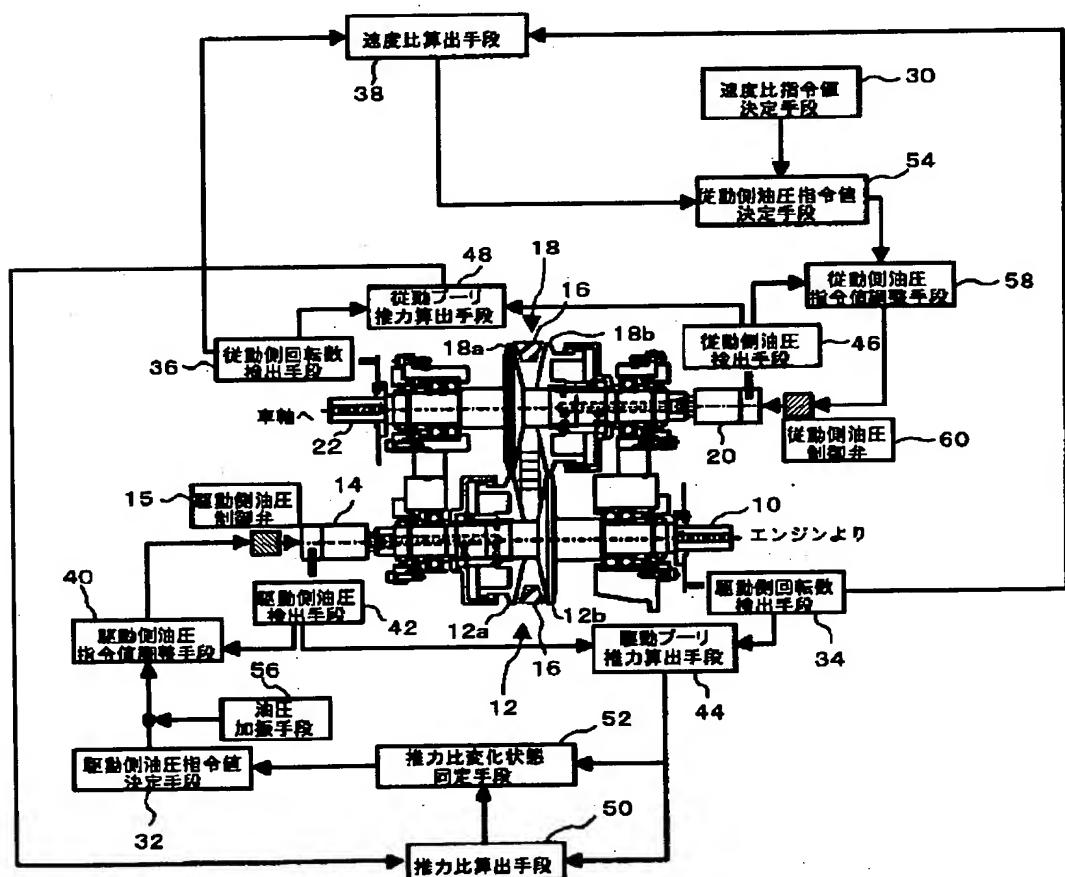
【図15】



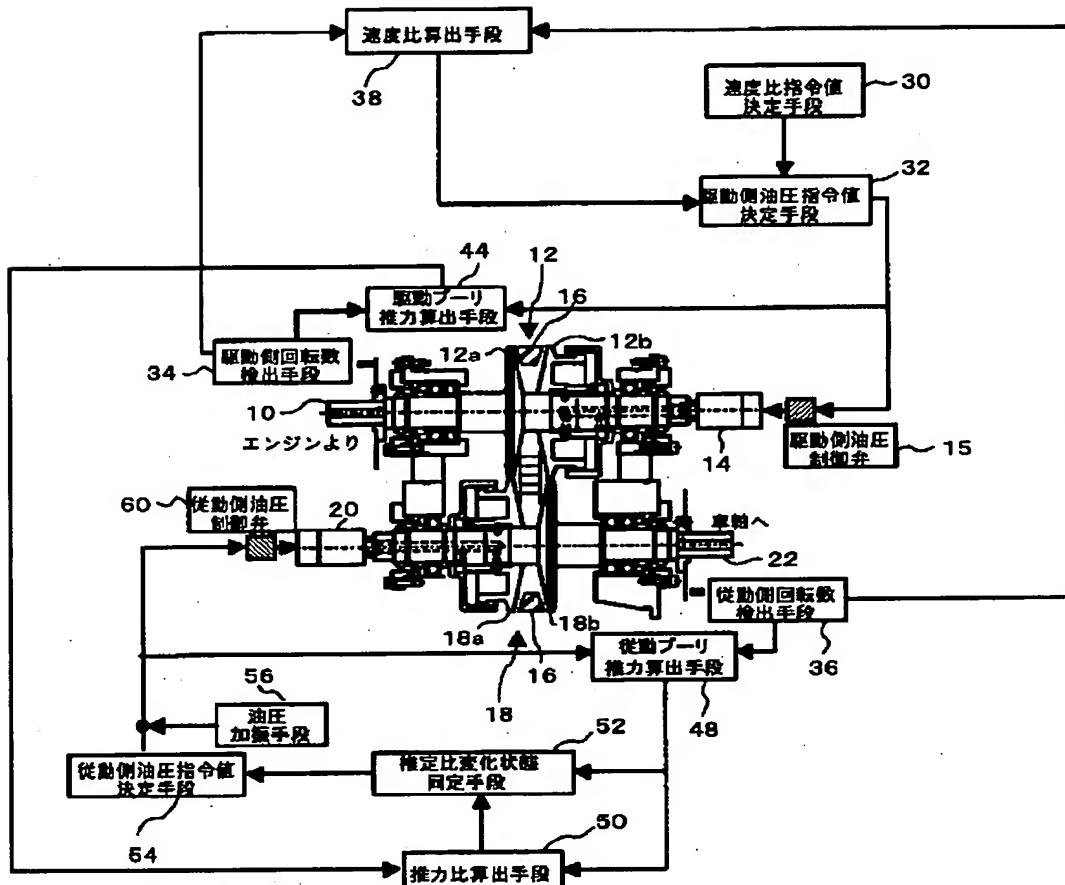
【図18】



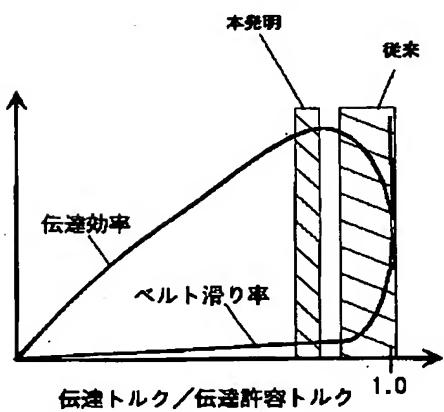
【図16】



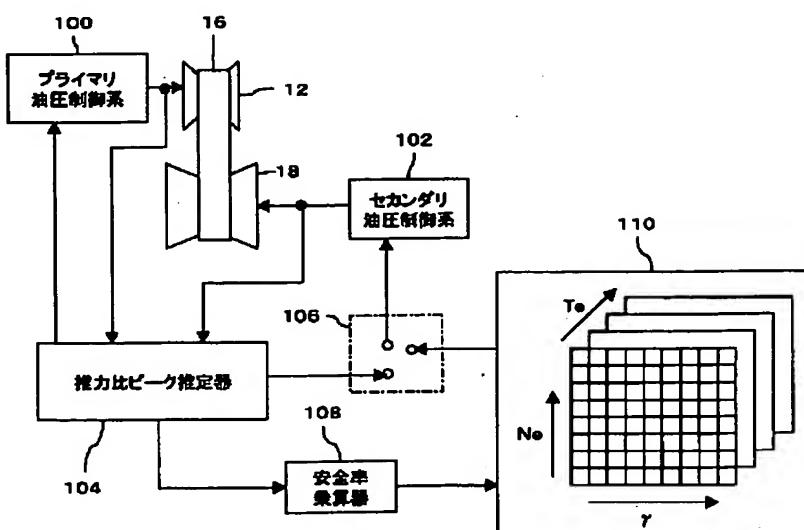
### 【图 17】



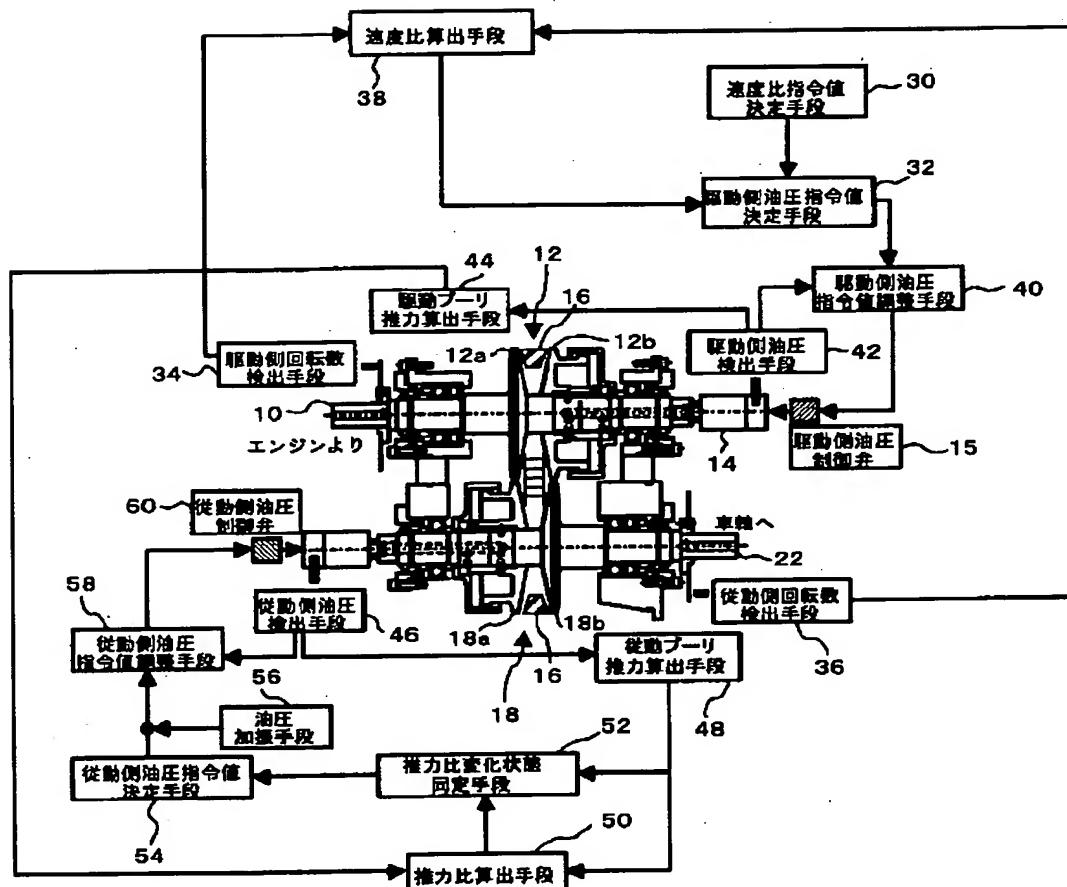
〔图22〕



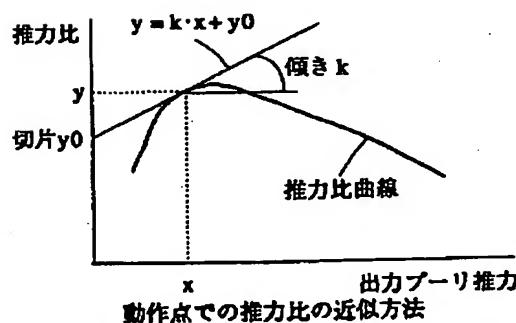
【图23】



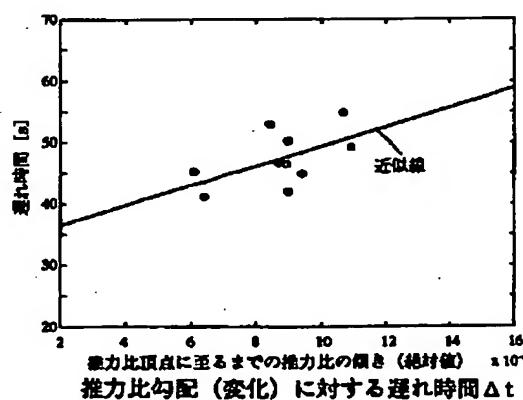
【図19】



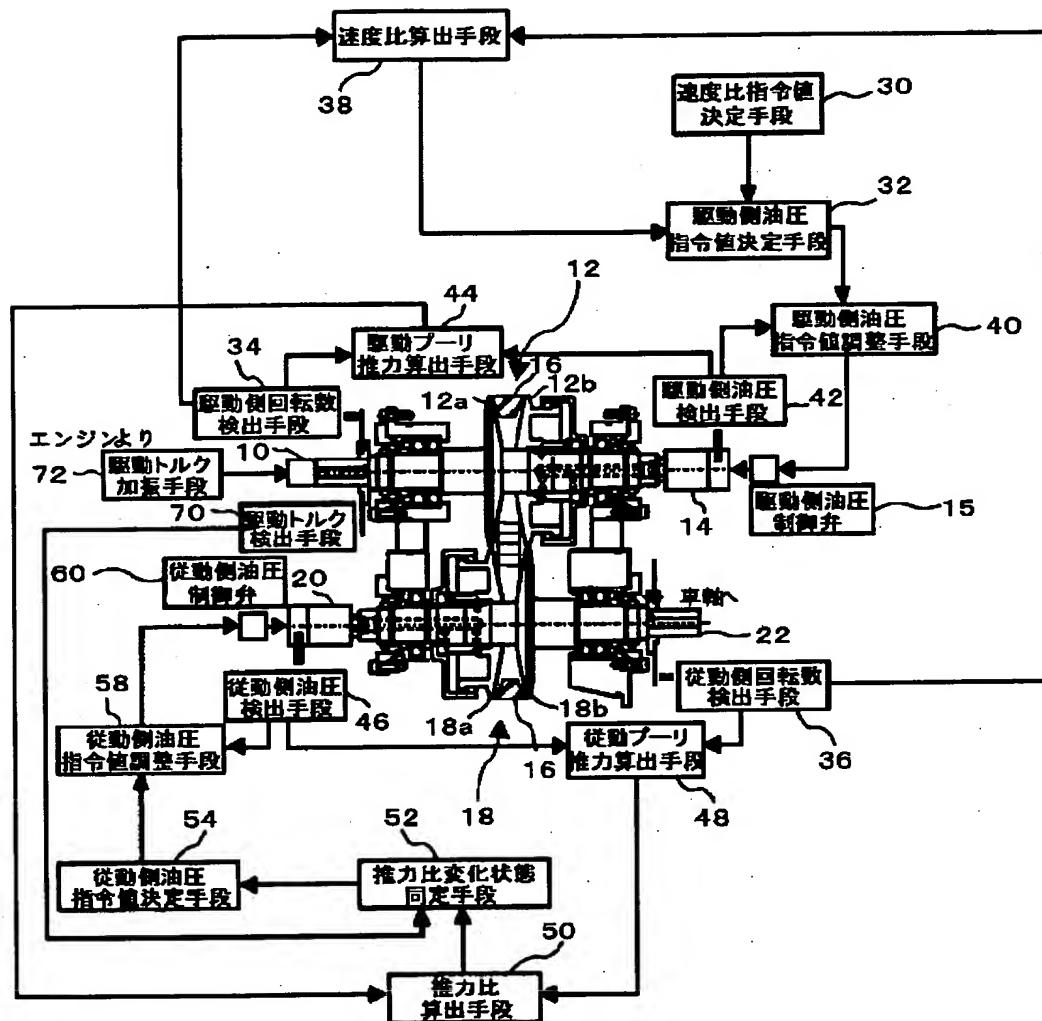
【図24】



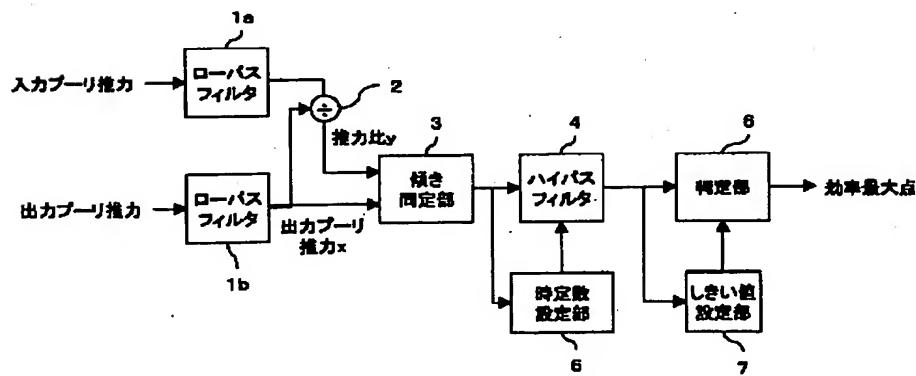
【図26】



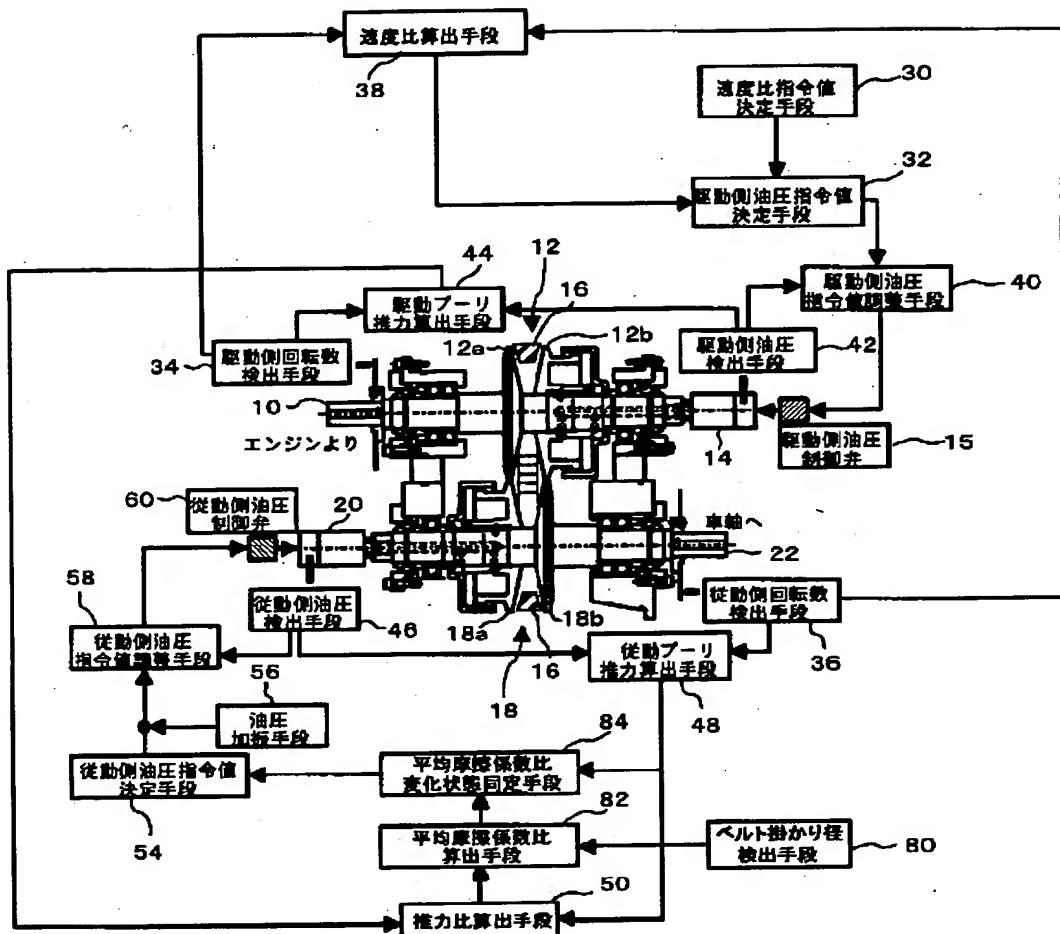
【图20】



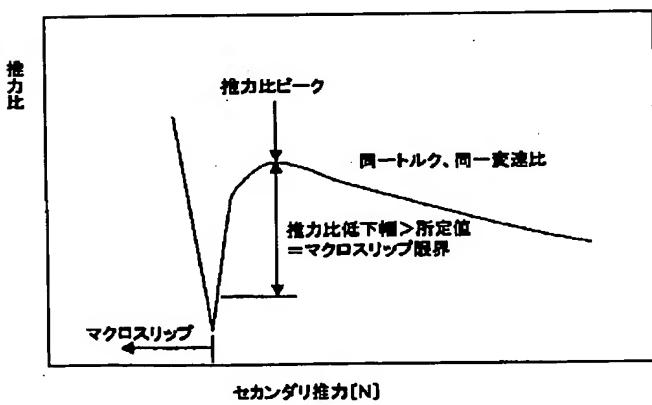
[图29]



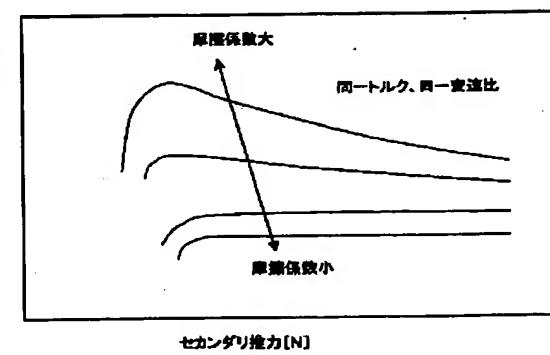
### 【图21】



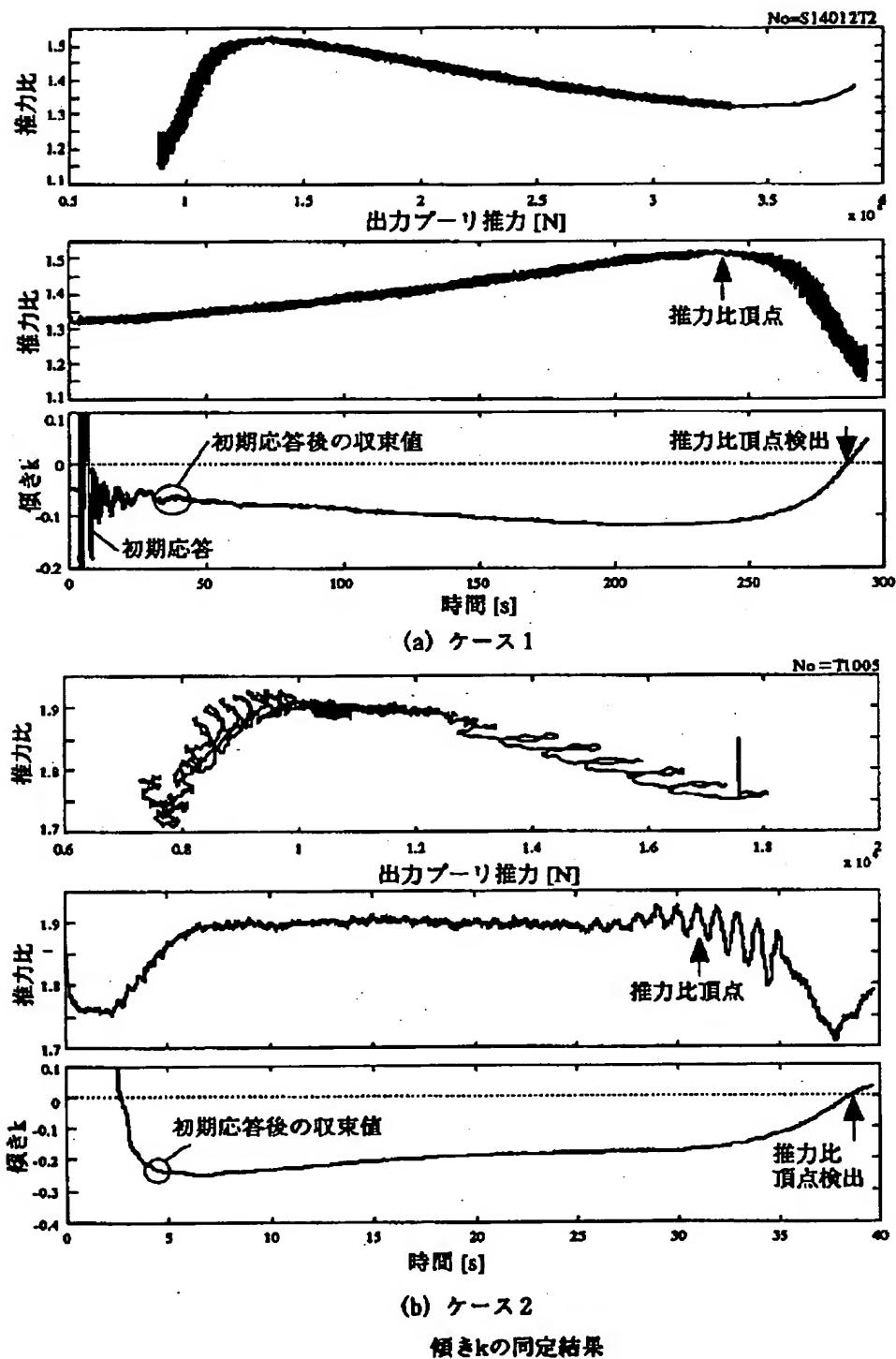
〔图31〕



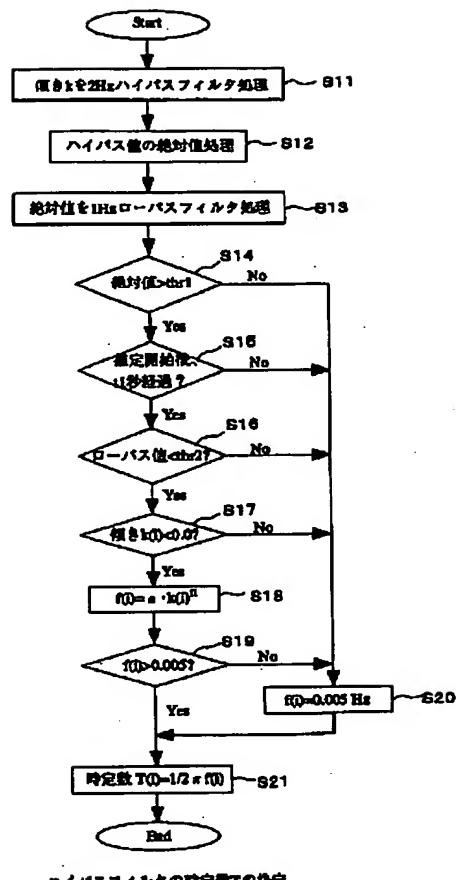
〔图3-4〕



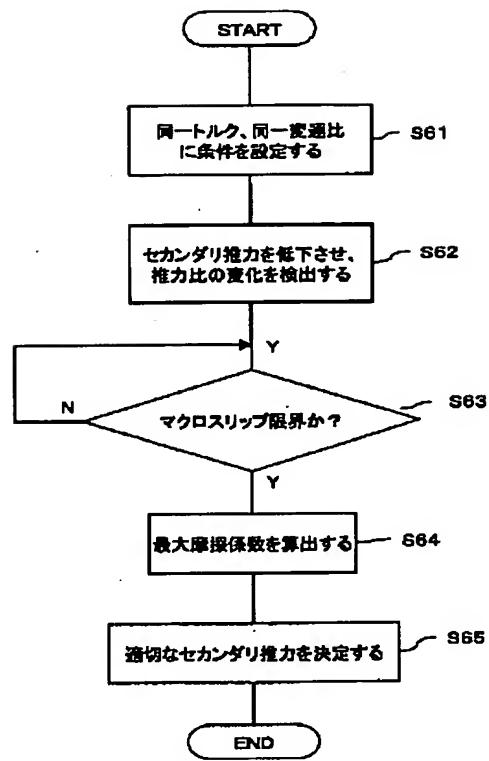
【図25】



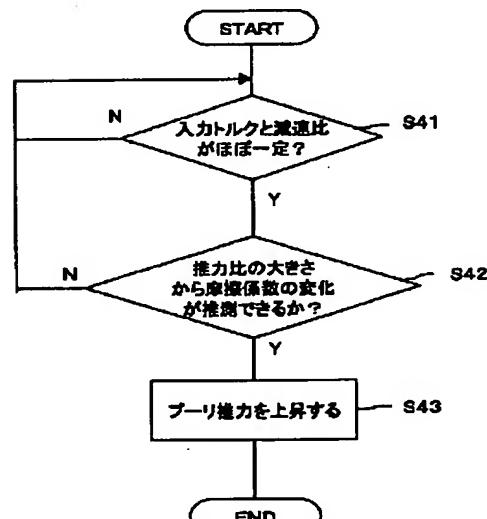
【図27】



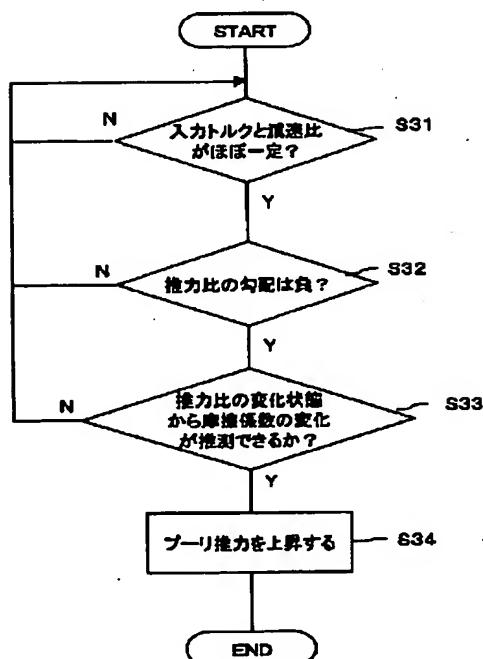
【図32】



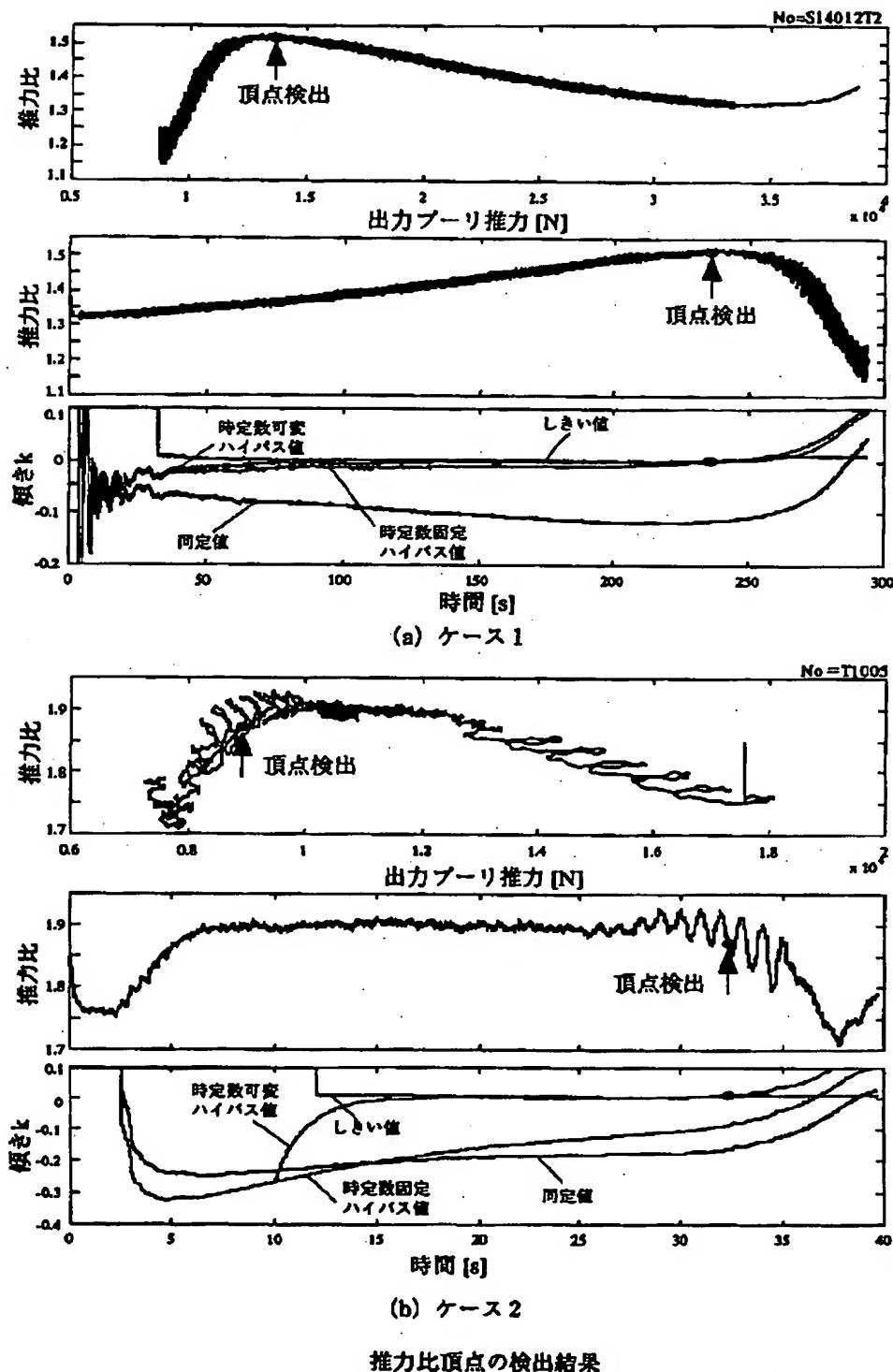
【図36】



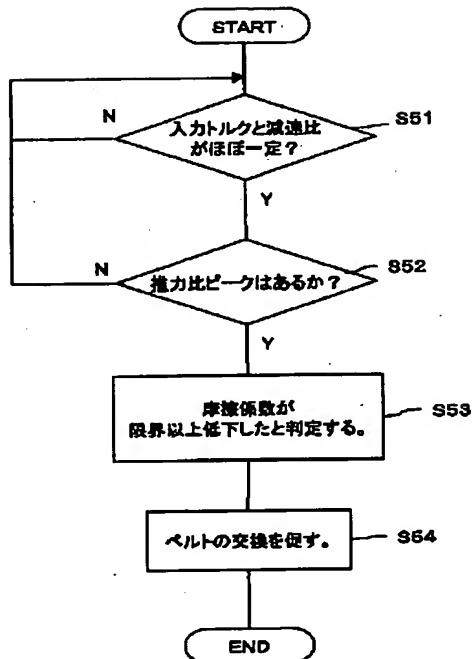
【図35】



【図28】



【図37】



## フロントページの続き

(72)発明者 山口 裕之  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 鈴木 秀之  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 羽田 昌敏  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 樽谷 一郎  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 大澤 正敬  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 長沢 裕二  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 岩月 邦裕  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

(72)発明者 中脇 康則  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

(72)発明者 星屋 一美  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

(72)発明者 篠海 耕弘  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

F ターム(参考) 3J552 MA07 NA01 NB01 PA12 SA34  
SA35 SA36 TA06 VA13Z  
VA18W